Proceedings

Karsten Berns · Klaus Dressler · Patrick Fleischmann
Daniel Görges · Ralf Kalmar · Bernd Sauer
Nicole Stephan · Roman Teutsch · Martin Thul *Hrsg.*

Commercial Vehicle Technology 2018

Proceedings of the 5th Commercial Vehicle Technology Symposium – CVT 2018

Springer Vieweg

Proceedings

Karsten Berns · Klaus Dressler · Patrick Fleischmann · Daniel Görges · Ralf Kalmar · Bernd Sauer · Nicole Stephan · Roman Teutsch · Martin Thul
Editors

Commercial Vehicle Technology 2018

Proceedings of the 5th Commercial Vehicle Technology Symposium (CVT 2018)

Springer Vieweg

Editors

Karsten Berns
Lehrstuhl für Robotersysteme
TU Kaiserslautern
Kaiserslautern, Germany

Klaus Dressler
Fraunhofer ITWM
Kaiserslautern, Germany

Patrick Fleischmann
Lehrstuhl für Robotersysteme
TU Kaiserslautern
Kaiserslautern, Germany

Daniel Görges
Juniorprofessor für Elektromobilität
TU Kaiserslautern
Kaiserslautern, Germany

Ralf Kalmar
Fraunhofer IESE
Kaiserslautern, Germany

Bernd Sauer
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik
TU Kaiserslautern
Kaiserslautern, Germany

Nicole Stephan
Lehrstuhl für Konstruktion in Maschinenbau und Fahrzeugtechnik
TU Kaiserslautern
Kaiserslautern, Germany

Roman Teutsch
Lehrstuhl für Konstruktion in Maschinenbau und Fahrzeugtechnik
TU Kaiserslautern
Kaiserslautern, Germany

Martin Thul
Commercial Vehicle Cluster - Nutzfahrzeug GmbH
Kaiserslautern, Germany

ISSN 2198-7432
Proceedings
ISBN 978-3-658-21299-5
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8

ISSN 2198-7440 (electronic)

ISBN 978-3-658-21300-8 (eBook)

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
This work is subject to copyright. All rights are reserved by the Publisher, whether the whole or part of the material is concerned, specifically the rights of translation, reprinting, reuse of illustrations, recitation, broadcasting, reproduction on microfilms or in any other physical way, and transmission or information storage and retrieval, electronic adaptation, computer software, or by similar or dissimilar methodology now known or hereafter developed.
The use of general descriptive names, registered names, trademarks, service marks, etc. in this publication does not imply, even in the absence of a specific statement, that such names are exempt from the relevant protective laws and regulations and therefore free for general use.
The publisher, the authors and the editors are safe to assume that the advice and information in this book are believed to be true and accurate at the date of publication. Neither the publisher nor the authors or the editors give a warranty, express or implied, with respect to the material contained herein or for any errors or omissions that may have been made. The publisher remains neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.

Cover Photo: © Liebherr

Printed on acid-free paper

Springer Vieweg ist Teil von Springer Nature
Die eingetragene Gesellschaft ist Springer-Verlag GmbH Deutschland
Die Anschrift der Gesellschaft ist: Heidelberger Platz 3, 14197 Berlin, Germany

Preface

Assisted, automated and autonomous driving and working is not only a current research topic, but also partially used in new products of the commercial vehicle industry. From this step, the industry expects above all a higher quality, more efficient workflows and an increase in the reliability and safety of the systems while simultaneously reducing costs. The 5th International Commercial Vehicle Technology Symposium, which takes place from 13th to 15th of March, addresses different aspects of commercial vehicle development and production.

With regard to energy and resource efficiency, the topic of innovative drives with alternative fuels will be focused on. Another challenge is safety, reliability and durability, which is becoming more and more relevant as part of automation. Not only the improvement of the system components is important for innovative commercial vehicles, but also new concepts for their operation must be found to increase productivity. In order to improve the development and production process, it is furthermore important to use more and more powerful simulation methods and tools.

In relation to these topics, we are very proud that four high quality keynote speakers will present the state as well as future innovations in their main research and development areas. These include

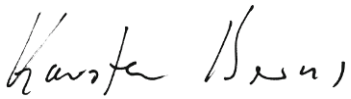
- François Jaussi (Liebherr Machines Bulle SA)
- Christof Weber (Mercedes-Benz do Brasil)
- Stefan Stahlmecke (John Deere GmbH & Co. KG)
- Michael Fauser (StreetScooter GmbH)

This year's CVT Symposium is the 5th in a series of very successful conferences, which took place every two years starting from 2010. With more than 200 participants, several demonstrations of commercial vehicles and more than 20 exhibitions from industry and research institutions, the symposium offers a wide variety of interesting aspects beside the oral and poster presentations. The oral presentations will take place in 2 parallel sessions. All the presentations in German language will be simultaneously translated into English for our foreign guests.

To guarantee a very high quality and a large impact, the program committee of the conference selected more than 50 very innovative contributions (talks and interactive poster presentations) out of all submitted papers. To ensure scientific innovation as well as practical benefit, at least 3 reviewers from academia and industry evaluated each submitted paper. In addition, the 40 best contributions are selected for this proceedings book.

We are also pleased to welcome two politicians of our state Rhineland-Palatinate, Prof. Dr. Konrad Wolf, Minister of Science, Higher Education and Culture, and Dr. Volker Wissing, Minister of Economic Affairs, Transportation, Agriculture and Viniculture, who will offer greetings of the state and open the dinner of the symposium.

Finally, we would like to take the opportunity to thank all people which were involved in organizing the CVT 2018 . In particular, we would like to thank our platinum sponsor Liebherr EMtec GmbH and Liebherr Component Technologies AG, all gold sponsors BPW Bergische Achsen KG, Daimler AG, John Deere GmbH & Co. KG, Volvo Construction Equipment Germany GmbH, BOMAG GmbH and Grammer AG, as well as the silver sponsor IAV GmbH Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr. Furthermore, we would like to thank the university board and the government of Rhineland-Palatinate for their kind support.



Prof. Dr. Karsten Berns
Speaker of the Center for Commercial Vehicle Technology
Kaiserslautern, March 2018

CVT 2018 Organization of the Symposium

Organizing Committee

Prof. Dr. K. Berns	Technische Universität Kaiserslautern
Dr. K. Dreßler	Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern
P. Fleischmann	Technische Universität Kaiserslautern
Jun.-Prof. Dr.-Ing. D. Görges	Technische Universität Kaiserslautern
R. Kalmar	Fraunhofer IESE, Kaiserslautern
Dr.-Ing. M. Kleer	Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern
B. Knerr	Fraunhofer IESE, Kaiserslautern
E. Lang	Technische Universität Kaiserslautern
S. Mörsdorf	CVC, Kaiserslautern
C. Rauch	Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern
Prof. Dr.-Ing. B. Sauer	Technische Universität Kaiserslautern
Dr. M. Speckert	Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern
Dr.-Ing. N. K. Stephan	Technische Universität Kaiserslautern
Dr. M. Thul	CVC, Kaiserslautern
C. Wasser	Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern

Organizers

Commercial Vehicle Alliance Kaiserslautern (CVA)

consisting of

Center for Commercial Vehicle Technology (ZNT)
of the University of Kaiserslautern

Innovation Cluster Digital Engineering for Commercial Vehicles (DNT)
of the Fraunhofer Institutes IESE and ITWM

Commercial Vehicle Cluster Südwest (CVC)
Kaiserslautern

Program Committee

A. Altherr	John Deere, Kaiserslautern
Prof. Dr.-Ing. J. C. Aurich	Technische Universität Kaiserslautern
Prof. Dr. K. Berns	Technische Universität Kaiserslautern
A. Brand	BPW Bergische Achsen, Wiehl
Dr.-Ing. W. Burget	Liebherr-France SAS, Colmar (F)
Dr.-Ing. A. Diehl	Grammer, Amberg
Dr. K. Dreßler	Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern
J. Elfsberg	Volvo CE, Eskilstuna (S)
P. Fleischmann	Technische Universität Kaiserslautern
Prof. Dr. L. Frerichs	Technische Universität Braunschweig
Jun.-Prof. Dr.-Ing. D. Görges	Technische Universität Kaiserslautern
T. Grimm	Schaeffler, Herzogenaurach
Prof. Dr.-Ing. M. Günthner	Technische Universität Kaiserslautern
Prof. Dr.-Ing. T. Herlitzius	Technische Universität Dresden
T. Ille	MAN Truck & Bus, München
Prof. Dr.-Ing. G. Jacobs	RWTH Aachen University
R. Kalmar	Fraunhofer IESE, Kaiserslautern
Dr.-Ing. M. Kleer	Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern
R. Klement	Schmitz Cargobull, Altenberge
Prof. Dr.-Ing. M. Lienkamp	Technical University of Munich
Prof. Dr.-Ing. P. Liggesmeyer	Technische Universität Kaiserslautern
Dr.-Ing. H. Möller	Daimler, Stuttgart
Dr. F. Sager	Alois Kober, Kötz
Prof. Dr.-Ing. B. Sauer	Technische Universität Kaiserslautern
Dr. M. Speckert	Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern
Dr.-Ing. N. K. Stephan	Technische Universität Kaiserslautern
Dr. T. Tentrup	Dürr Assembly Products, Püttlingen
Dr. M. Thul	CVC, Kaiserslautern
J. Weiland	Motec, Hadamar-Steinbach

Contents

Assisted and Automated Driving and Working

Validation of an analytical method for payload estimation in excavators
A. Walawalkar, S. Heep, C. Schindler, R. Leifeld, M. Frank
Lehrstuhl und Institut für Schienenfahrzeuge und Transportsysteme RWTH Aachen; LuK GmbH & Co. KG; Institute for Fluid Power Drives and Controls; Volvo Construction Equipment 3

Benchmark of Different Calibration Methods of Driver Assistance Systems (DAS) Sensors at the End of Line of a Truck Final Assembly Plant by a Tolerance Chain Analysis
T. Tentrup, M. Wagner, S. Stroh
Dürr Assembly Products GmbH 17

Cooperation and Communication of Autonomous Tandem Rollers in Street Construction Scenarios
T. Ropertz, P. Wolf, K. Berns, J. Hirth, P. Decker
TU Kaiserslautern; Robot Makers GmbH; BOMAG GmbH 25

Lane Change Assistant System for Commercial Vehicles equipped with a Camera Monitor System
G. Jager, F. Baumann, J. Klingemann
ADASENS Automotive GmbH; FICOSA International GmbH 37

Simulation-based investigation of active trailer stabilization for use in utility trailers
D. Czeschner, R. Dessort
AL-KO Alois Kober GmbH; TESIS DYNAware Technische Simulation Dynamischer Systeme GmbH 51

Behavior-Based Control for Safe and Robust Navigation of an Unimog in Off-Road Environments
P. Wolf, T. Ropertz, K. Berns, M. Thul, P. Wetzel, A. Vogt
TU Kaiserslautern; Commercial Vehicle Cluster - Nutzfahrzeug GmbH; Mercedes-Benz Special Trucks 63

Fernhantierte Maschinen für Einsätze in menschenfeindlichen Umgebungen - Entwurf, Entwicklung und virtuelle Einsatzplanung
D. Sanberger, R. Nakath, H. Derlich
IABG mbH 77

Combining Stereo Disparity and Optical Flow for Basic Scene Flow
R. Schuster, C. Bailer, O. Wasenmüller, D. Stricker
German Research Center for Artificial Intelligence 90

Mining Test Inputs for Autonomous Vehicles
C. Wolschke, D. Rombach, P. Liggesmeyer, T. Kuhn
TU Kaiserslautern; Fraunhofer IESE 102

Energy and Resource Efficiency

Representative Road Selection and Route Planning for Commercial Vehicle Development
M. Speckert, M. Lübke, B. Wagner, T. Anstötz, C. Haupt
Fraunhofer ITWM; MAN Truck & Bus AG 117

Einsatz von virtuellen Messkampagnen bei der Getriebeentwicklung
M. Scherpelz, M. Plieske, A. Gottwald, T. Halfmann, T. Weyh
ZF Friedrichshafen AG; Fraunhofer ITWM 129

Fuel Efficiency Optimization of Market Specific Brazilian Truck Applications
R. Teutsch, R. Cheruti, R. Gasser, M. Pereira, A. de Sousa, C. Weber
Mercedes-Benz do Brasil 140

Prüfstandsvalidierung von Fahrwerken als Basis für die Optimierung von Bodenschonung Und Energieeffizienz von Traktoren und Landmaschinen
H. Döll, T. Herlitzius
TU Dresden 150

Systemdynamische Beurteilung der zukünftigen Verfügbarkeit von Energieressourcen für neue Antriebskonzepte in der (Nutz-)Fahrzeugtechnik
P. Kosack
TU Kaiserslautern 167

Innovative Development and Manufacturing

Product Processes based on Digital Twin
N. Alaei, A. Rouvinen, A. Mikkola, R. Nikkilä
Lappeenranta University of Technology; Mevea Ltd. 187

Industrie 4.0 Digitalisierung – mehr als nur eine Mode!
F. Lehmann
Mercedes-Benz Türk A.S. 195

Methodology for Correlating OECD and DLG PowerMix Test Data to Calculate and Analyze Area-related Fuel Consumption of Agricultural Tractors and Incorporate Life Cycle Assessment
M. Sendhilkumar, J. Faiyazi, F. Seibold, H. Apostolov
TU Kaiserslautern; John Deere GmbH & Co. KG 202

Hybrid-optimierte Fertigung von tragenden Bauteilen durch Kombination konventioneller und additiver Fertigungsverfahren
M. Ley, N. Buschhorn, N. Stephan, R. Teutsch, C. Deschner, M. Bleckmann
TU Kaiserslautern; Wehrwissenschaftliches Institut für Werk- und Betriebsstoffe 214

Kurzzeitmethoden zur Charakterisierung des Ermüdungsverhaltens additiv gefertigter metallischer Strukturen
B. Blinn, M. Klein, T. Beck
TU Kaiserslautern; TU Darmstadt 233

Konzept zur Ermittlung der Einsatzpotenziale der additiven Fertigung in der Nutzfahrzeugproduktion
L. Yi, C. Gläßner, J. Aurich
TU Kaiserslautern 246

Safety, Reliability and Durability

Cloudbasierte Kundennutzungs-Validierung von Trailern im Feldversuch
R. Moog, A. Brand, J. Kobler
BPW Bergische Achsen 263

Model-Based Identification Of Road Profiles and Road Roughness Indicators Using Vehicle Measurements
M. Burger, M. Speckert, R. Müller, D. Weiberle
Fraunhofer ITWM; Daimler AG 276

Entwicklung eines echtzeitfähigen Sensorsystems zur frühzeitigen Erkennung von Rissen an Trailerrahmen
R. Klemm, J. Pimentel, K. Krieger, A. Irretier, M. Dalgic
Universität Bremen 288

Sources for Fatigue Load Data
A. Marquardt
Liebherr-Hydraulikbagger GmbH 301

Automatische Beschreibung von ECU-Funktionen
B. Steinvorth, E. Sax
Daimler Buses; Karlsruher Institut für Technologie 309

Combining Behavior-Based and Contract-Based Control Architectures for Behavior Optimization of Networked Autonomous Vehicles in Unstructured Environments
S. Müller, P. Wolf, K. Berns, P. Liggesmeyer
TU Kaiserslautern 324

Dynamische Lastbestimmung unter besonderer Berücksichtigung der funktionalen Sicherheit gemäß ISO13849
T. Meindorf, C. Kempermann
Fluitronics GmbH 336

Development of new rolling bearing for heavy-duty truck applications
M. Marmol, T. Kiekbusch, B. Sauer
TU Kaiserslautern 349

Auslegung von mobilen Schwimmbrücken und Arbeitsplattformen
W. Fraundorfer, J. Kuhnert, E. Pena Vina, T. Weyh
GENERAL DYNAMICS; Fraunhofer ITWM 359

Definition eines Belastungsszenarios und experimentelle Umsetzung am Ausleger einer Materialumschlagmaschine
A. Herbert, J. Käsgen
Fraunhofer LBF 374

Ein Werkzeug zur Entwicklung und zum Vergleich von Verfahren zur dynamischen Risikobewertung für Aktive Sicherheitssysteme
P. Feth
Fraunhofer IESE 387

Simulation Methods

Methoden zur simulativen Schwingkomfortbewertung von Nutzfahrzeugen nach ISO 2631-1
F. Schneider, N. Stephan, R. Teutsch
TU Kaiserslautern 403

Simulationsbasierte Auslegung von variantenreichen, pneumatischen Nutzfahrzeug-Bremssystemen
P. Wagner, E. Topcagic, O. von Mosch
MAN Truck & Bus AG 418

Optimierter Entwicklungsprozess zur Vermeidung von Rattern in Trailer-Scheibenbremsen
S. Koch, N. Gräbner, C. Gemassmer, U. von Wagner
Technische Universität Berlin; BPW Bergische Achsen KG 431

Was man so alles berechnen kann - Qualität in der Nutzfahrzeugberechnung
M. Hilgers
Daimler AG 444

Entwicklung eines Hybridsystems für LKW mit elektrifiziertem Trailer in einer durchgängigen Simulationsumgebung
M. Thiem, C. von Pyschow, C. Beidl
VKM TU Darmstadt 468

Multiphysics Simulation of Construction Equipment - Coupling Material, Machine and Power Source
M. Burger, C. Carlqvist, T. Ekevid, S. Steidel, D. Weber
Fraunhofer ITWM; Volvo Construction Equipment AB; Volvo Construction Equipment AB; Fraunhofer IZFP 481

Physics-based virtual environments for autonomous earthmoving and mining machinery
M. Servin, M. Brandl
Algoryx Simulation 493

Articulated Hauler Load Simulations - Recent Developments
P. Danielsson, T. Ekevid, M. Kumar, T. Rothmann, M. Wilhelmsson
Volvo Construction Equipment; Fraunhofer ITWM 505

Simulation-based load data analysis for cables and hoses in vehicle assembling and operation
F. Schneider, J. Linn
Fraunhofer ITWM 518

Assisted and Automated Driving and Working

Validation of an analytical method for payload estimation in excavators

Ashwin Walawalkar[1], Steffen Heep[2], Christian Schindler[1], Roland Leifeld[3] and Martin Frank[4]

[1] Institute of Rail Vehicles and Transport Systems (IFS), Seffenter Weg 8, D-52074 Aachen
[2] LuK GmbH & Co. KG, Industriestrasse 3, D-77815 Bühl
[3] Institute for Fluid Power Drives and Controls, Campus Boulevard 30, D-52074 Aachen
[4] Volvo Construction Equipment, Max-Planck Strasse 1, D-54329 Konz
Ashwin.Walawalkar@ifs.rwth-aachen.de

Abstract. In this proposed paper, a measurement based validation for a previously developed payload estimation method for excavators [1] is presented. The payload here refers to the weight exerted at the operating end (bucket) of the working attachment of an excavator due to the amount of material in the bucket. The proposed method employs an analytical approach, relying on calculating the payload as a function of the joint torques of the excavator working attachment. Since this approach requires the knowledge of the inertial parameters of the working attachment, a method to estimate these was proposed. The mass, center of mass and mass moment of inertia of each link are estimated recursively using simple motion trajectories of the working attachment. Once the inertial parameters are thus estimated, the payload can be estimated as a function of joint torques. Both these estimation methods were validated using measurements done on an 18 t hydraulic excavator. The paper discusses in detail the measurement runs performed for the validation, as well as the subsequent evaluation of the measurement data. Finally, the quality of the results is elaborated on, and suggestions for improvement of the accuracy and reproducibility of both estimation methods are presented.

Keywords: Driver Assistant Systems, Hydraulic Excavator, Payload Estimation.

1 Introduction

Small to medium size hydraulic excavators (operational mass of upto 30 t) are amongst the most commonly used mobile construction machines. Earth-moving and load-lifting operations constitute the majority of tasks performed by these machines (referred to as just 'excavators' henceforth). For both these operations, it is advantageous to know the value the mass of the material in the bucket. This knowledge is directly helpful for analyzing the dynamic stability of the machine,

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_1

especially considering the fact that the dynamic motions of the robotic arm of the excavator can quickly lead to instability during motion. Furthermore, it can also be used for accurate loading of transport vehicles and thereby facilitate improved monitoring of mining sites.

2 Background

2.1 The hydraulic excavator

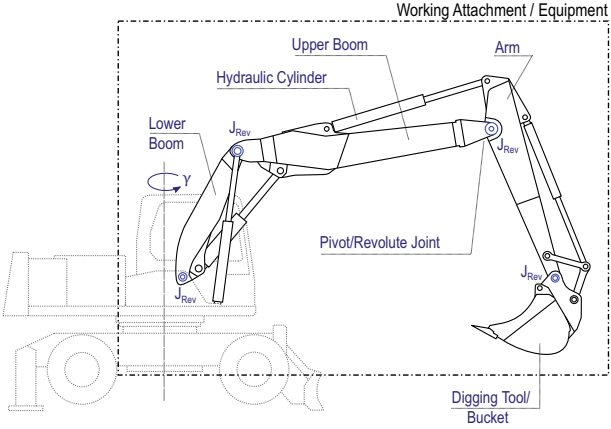


Fig. 1: Hydraulic excavator and its working attachment

A typical hydraulic excavator is shown in the fig. 1. The focus in this paper is restricted to the robotic arm of the excavator, also termed as the 'working attachment' or 'equipment'. This comprises the boom, the arm and a tool - which is a bucket in this case. The boom in the figure consists of two parts, with a revolute degree of freedom between the two. This configuration is termed as a two-piece boom. It is however also quite common to find a 'monoboom' construction, where the lower and the upper boom are one rigid component. The main advantage of the two-piece configuration is the compactness that it lends to the entire working attachment, especially when the excavator is to be transported from one site to another. The cylinder supporting the upper boom is then retracted during transport.

The entire working attachment is actuated using hydraulic cylinders, whose translational motion achieves rotational motion of the aforementioned components about the respective revolute joints (termed as J_{Rev} in the figure 1). Apart from these rotational degrees of freedom, the entire excavator is also capable of

rotating about the vertical axis (superstructure rotation or slew motion, represented by γ in the fig. 1). Thus, for a two-piece boom construction as shown in figure 1, the working attachment can be considered to have 4 rotational degrees of freedom of the links, plus the slew rotational degree of freedom. The tool at the end of the working attachment is the means with which the excavator interacts with its environment. In this case it is the bucket, which combines the functions of digging and collection of material into one tool. The mass of the material contained in the bucket is termed as 'payload'.

2.2 Overview

The approach proposed in this paper builds upon the work of Ballaire and Müller [3]. In spite of its simple implementation, Ballaire's approach performs with a high degree of accuracy as was proven in the validation experiments carried out by Ballaire on a tractor front loader. The approach was modified to account for the additional degrees of freedom in the excavator working attachment. Furthermore, since Ballaire's approach also requires knowledge of the inertial parameters of the links involved, an approach for the required parameter estimation was also developed.

2.3 Proposed Method for Payload Estimation

The proposed approach implements a torque equilibrium about the revolute joints of the working attachment. The unknown payload is thereby determined as a function of these joint torques, with the assumption that the cylinder pressures (and the thus the motive forces) and accelerations can be measured and the inertial parameters be estimated. The following assumptions were made for the modified payload estimation method [1]:

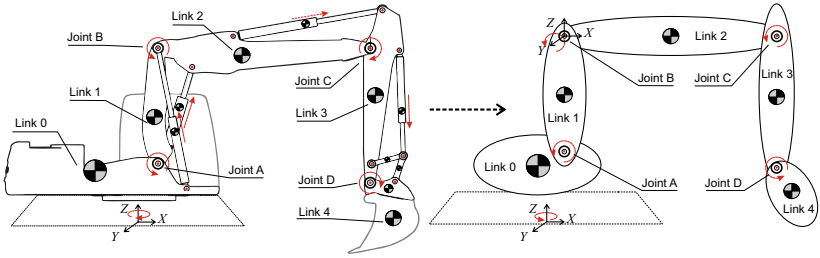


Fig. 2: Excavator working attachment: Simplified representation [2]

– Simplified geometry: The working attachment was condensed into 4 separate links connected with revolute joints, with the base link (lower boom)

mounted on a rigid body (superstructure) having a rotational degree of freedom about the Z axis.

- Constraints to relative motion: It is assumed that during the payload estimation, the upper boom will not move relative to the lower boom, and that the bucket will not move relative to the arm (in essence rendering joints B and D to be rigid during the payload estimation). Thus, during the estimation of payload, the working attachment can be considered to have 3 degrees of freedom.
- Effect of friction/damping: The total effect of friction and damping in the joints, the hydraulic cylinders etc. was considered under a lumped parameter for each joint, which is linearly dependent on the joint angular velocity.
- Location of center of gravity (CG) of payload: Since it is not viable to assume that the CG of the payload will be accurately known, all dynamic quantities pertaining to the payload CG are measured with respect to the arm-bucket joint. This assumption definitely leads to an error in the actual estimation, the effect of which is discussed in later sections.

When all relevant forces that play a role in the motion of the working attachment (and arise as a consequence thereof) are considered in establishing the torque equilibrium, the following equation can be obtained for the payload [4],[1]:

$$\begin{aligned} m_L = & \frac{M_A - M_{Damp,A} - M_C + M_{Damp,C} - m_1 g r_1 - m_2 g r_2 - m_3 g r_C}{g r_C + \ddot{z_L} r_C - \ddot{x_L} z_C + \omega_z^2 r_L z_C} \\ & + \frac{-m_{Buck} g r_C - m_3 \ddot{z_3} r_C - m_{Buck} \ddot{z_L} r_C + m_3 \ddot{x_3} z_C + m_{Buck} \ddot{x_L} z_C}{g r_C + \ddot{z_L} r_C - \ddot{x_L} z_C + \omega_z^2 r_L z_C} \\ & + \frac{-(J_1^S + m_1 s_{1A}^2)\ddot{\phi_A} - (J_2^S + m_2 s_{2A}^2)\ddot{\phi_A} - m_1 \omega_z^2 r_1 z_{S1}}{g r_C + \ddot{z_L} r_C - \ddot{x_L} z_C + \omega_z^2 r_L z_C} \\ & + \frac{-m_2 \omega_z^2 r_2 z_{S2} - m_3 \omega_z^2 r_3 z_C - m_{Buck} \omega_z^2 r_L z_C}{g r_C + \ddot{z_L} r_C - \ddot{x_L} z_C + \omega_z^2 r_L z_C} \end{aligned} \tag{1}$$

with:

M_N = Torque about N
m_k = Mass of component k
r_P = Horizontal distance of point P from the base of the lower boom
z_Q = Vertical distance of point Q from the base of the lower boom
$\ddot{x_k}$ = Translational acceleration of component k along the X axis
$\ddot{z_k}$ = Translational acceleration of component k along the Z axis
ω = Angular velocity of the working attachment about the Z axis
J_k^S = Mass moment of inertia of component k about its center of mass
s_{kN} = Distance from COM of component k and its preceding revolute joint N

As can be seen, the method requires the knowledge of the inertial parameters of the link, specifically the masses, centers of mass and the mass moments of inertia. Moreover, the representative joint damping is also unknown. The following section will describe a basic approach to estimate these unknowns.

2.4 Proposed Method for Parameter Estimation

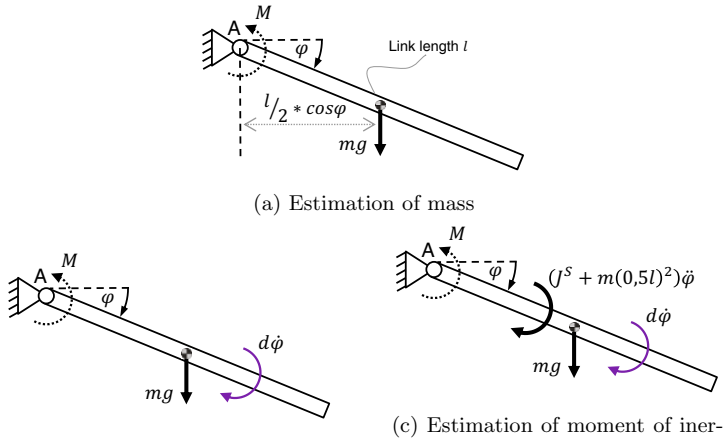
The inertial properties of a rigid body (i) in space can be described using 10 parameters: its mass, the center of mass relative to an inertial frame (i.e. 3 coordinates) and its moment of inertia which is represented by a 3x3 symmetric inertia matrix, which gives the following parameter vector:

$$p_i = [m_i, s_{x,i}, s_{y,i}, s_{z,i}, I_{xx,i}, I_{xy,i}, I_{xz,i}, I_{yy,i}, I_{yz,i}, I_{zz,i}] \tag{2}$$

Assuming for a serial kinematic chain that there are suitable sensors which can measure the joint velocities and accelerations (at each joint), the inertial parameters for each link of this mechanism can be estimated as follows [5]:

1. The Newton-Euler equations of motion are established and formulated in such a way that there exists a linear dependence of inertial parameters
2. The parameters are then estimated using approximation algorithms such as the least-squares method

All inertial parameters can be estimated only if all components of joint torque/force are measurable. However, owing to the restricted degrees of freedom at each joint, this is not possible. Thus some parameters can only be estimated in linear combinations, while some - especially those concerning the links near the base - are not estimable at all. For detailed analyses, refer to [6],[7],[8],[9],[10]. Considering that for the proposed payload estimation approach only a limited



(a) Estimation of mass

(b) Estimation of joint damping

(c) Estimation of moment of inertia

Fig. 3: Link parameter estimation: Free body diagrams [1]

number of inertial parameters are required, a much more simple approach was

adopted wherein all parameters were estimated as a function of the relevant joint torque. [1] Thus, in a first step for a static case, the link joint torque will comprise only of the static weight of the link, i.e. the link mass and its center of mass (refer fig. 3a).

In the next step for the case where the joint rotational velocity can be considered constant (negligible angular acceleration), the joint torque will be comprised of the torque due to the link static weight and a damping dependent counter torque. Assuming the effective damping torque as a linear function of the angular velocity, this will lead to the corresponding damping constant (refer fig. 3b).

Finally, in the third step, for a constant link joint angular acceleration, the only unknown term in the torque equation will be the mass moment of inertia of the link (refer fig. 3c). In each step, the estimation starts from the link furthest to the base joint (i.e. the arm in this case), and follows recursively to the base link (i.e the lower boom)

It is worth noting here, that the center of mass of the links illustrated in the fig. 3 is assumed to be at the geometric center of the link. The mass is estimated as a function of joint torque, or in other words, the torque contribution of just the mass of the link is actually a linear combination of the mass and the center of mass. This linear combination appears unchanged in the payload estimation equation (eq. 1). Thus, since the torque contributed by the actual weight of the link and not the individual value of the mass itself is considered, the error contributed by the assumption of the position of the center of mass is compensated for. This is handled in more detail in [1].

Both the proposed methods were verified using a multi-body simulation of an rigid body model of an excavator. The results show that the inaccuracies in the parameter estimation are well compensated for in the payload estimation approach, as can be seen in the fig. 4. In fact the deviations in estimation only arise from the lack of knowledge of the actual payload center of mass, which leads to erroneous calculation of the payload accelerations.

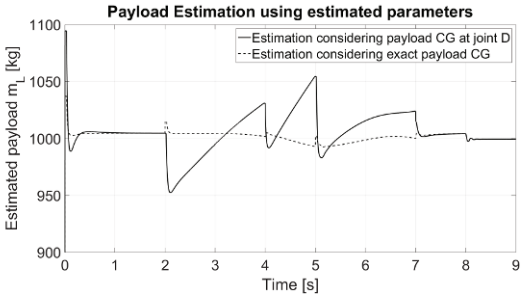


Fig. 4: Payload estimation using estimated parameters (MBS simulation); actual value of payload = 1000 kg [4],[1]

3 Validation

3.1 Measurement Setup

The proposed methods were validated using measurements on an 18 t excavator with a two-piece boom configuration. The total sensor data available is depicted in the table 1. Along with the measurement data gathered, pertinent data relating to the kinematics of the working attachment (link lengths, angular distances between fixed joints etc.) was measured as well. This was later put to use to calculate the joint angles from the measured stroke values and consequently the joint torques.

Table 1: Sensor data available on test excavator

Sensor type	Sensor position	Unit	Purpose
Pressure	Lower boom cylinder	bar	Determine joint torque M_A
Pressure	Arm cylinder	bar	Determine joint torque M_C
Pressure	Bucket cylinder	bar	Determine joint torque M_{Buck}
Cylinder stroke	Lower boom cylinder	mm	Joint angle J_A
Cylinder stroke	Arm cylinder	mm	Joint angle J_C
Cylinder stroke	Bucket cylinder	mm	Joint angle J_D
Slew angle	Superstructure	$^\circ$	Yaw velocity of the excavator
Acceleration ($\ddot{x}$, $\ddot{z}$)	Center of mass of arm	m/s^2	Acceleration of arm
Acceleration ($\ddot{x}$, $\ddot{z}$)	Next to bucket joint	m/s^2	Acceleration of bucket/payload
Angular position	Superstructure	$^\circ$	Roll and pitch of the excavator

It must be mentioned, that there was no data available for the upper boom cylinder: neither the cylinder strokes nor the cylinder pressures could be determined. As noted previously, this cylinder is not actuated at all during normal excavator operation. However, data pertaining to the motion of the upper boom is required for estimating its inertial parameters. Considering the dimensional similarity between the upper boom and the arm, it was assumed that the inertial parameters of the upper boom do not vary considerably from those of th arm (which are estimable). This naturally contributes to an error in the later steps, as discussed in the final section. In interest of data synchronization, along with the aforementioned sensor data, a voltage signal was also logged. At the beginning and end of each measurement run a DC voltage source triggered this signal. The trigger points were used in the subsequent data evalation to synchronize all signals on a common time axis.

The measurements were divided into two parts. The first part concerned itself with parameter estimation. During these set of measurements, the bucket was removed from the working attachment. This left the working attachment with three links, namely the lower boom, the upper boom and the arm. The

second part of the measurements comprised different runs concerning payload estimation. Here, the excavator performed motions with different trajectories with buckets of different known masses i.e. different known payloads.

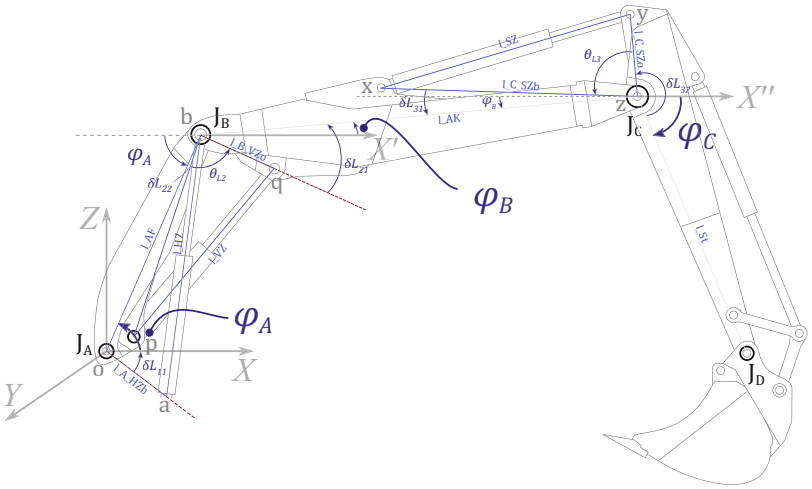
3.2 Measurement Data Evaluation

The evaluation was done using the basic functionalities offered by the open source libraries NumPy, SciPy and Pandas in the Python programming language. The programming environments used were Jupyter Notebook and Spyder (Scientific PYthon Development EnviRonment).

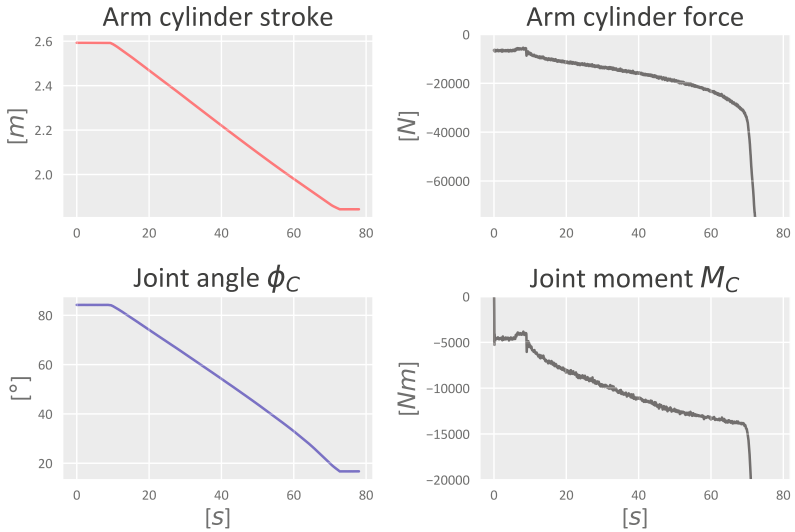
As has already been mentioned, both the proposed methods basically involve establishing a torque equilibrium about a revolute joint. In order to determine the joint torques however, it was first necessary to evaluate the joint angles, which are a function of the cylinder strokes. Each joint angle can be calculated using the cosine rule - the variable side of the relevant triangle being the cylinder stroke, with the other two sides being geometric constants (see fig. 5a). Thus, the time based signal of cylinder strokes can be converted to obtain a time based signal of joint angles. The fig. 5b illustrates this for the case when only the arm cylinder was actuated with all preceding links (lower and upper boom) stationary. An extension of the arm cylinder decreases the calculated joint angle (ϕ_C), which is reasonable when the interpretation of ϕ_C as shown in fig. 5a is considered. The fig. 5b shows further the behavior of the cylinder force and the corresponding joint torque required achieve this motion. As mentioned previously, the cylinder forces were calculated from the cylinder pressure values. The torque was calculated by considering the lever of the active component of this force about the relevant joint.

Determination of Link Mass The measurement results pertaining to the estimation of the mass of the arm is shown in fig. 6. For a static position of the working attachment ($\phi_C = 43.89°$), a relatively constant joint torque is obtained, as is expected. The mass estimation was done for several different angular positions of the links. In the evaluation of the second part of the measurements, the mean value of these estimated masses was considered.

Determination of Joint Damping For the assumption regarding an equivalent joint torque linearly dependent on the damping to hold true, it is important to estimate the damping for a constant angular velocity of the joint. The measurement data shows, that even though the joint angular velocity doesn't remain constant over the entire span of the relevant measurement run, there are certainly some sections where the behavior of the velocity remains constant and as such are relevant for the estimation of the damping constant. In order to avoid the inflated estimation results the damping constant was estimated for a section of the data where the angular velocity value was not very close to zero (fig. 7).



(a) Excavator kinematics



(b) Extension of arm cylinder

Fig. 5: Determination of joint angles and joint torque from measurement data

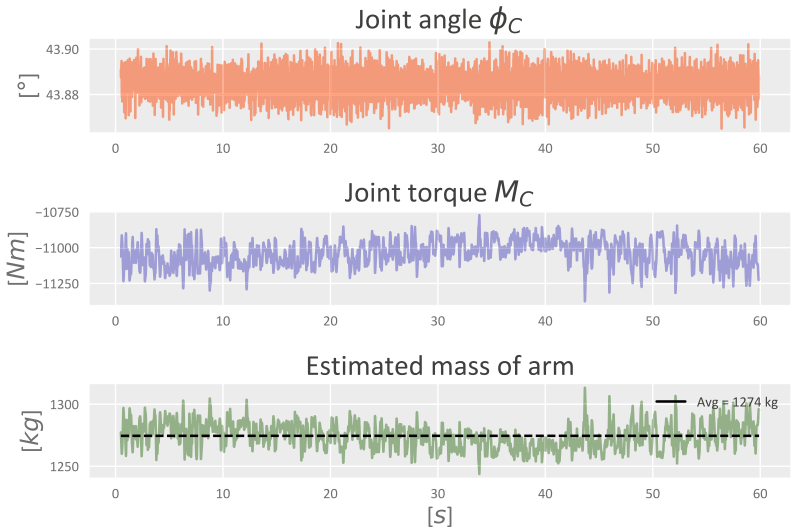


Fig. 6: Measurement data evaluation: Estimation of link mass (Arm)

Determination of Link Mass Moment of Inertia With parameter values determined in the previous estimation runs, the mass moments were inertia were determined for trajectories with constant angular acceleration. For reasons mentioned in the previous section, only those sections of the measurement data which exhibited with angular accelerations not very close to zero were considered.
Mean values of parameters estimated over several measurement runs are summarized in the table 2. These values were later used to estimate the unknown payload.

Determination of an unknown payload The measurement runs dedicated to payload estimation involved buckets of different, known masses and two different trajectories for each payload. The first trajectory involved simultaneous actuation of the arm and lower boom cylinders (thereby giving simultaneous actuation of the joints J_A and J_C) and slew motion i.e. rotation of the entire working attachment about the vertical axis. With all joint motions occuring together, all dynamic effects come into play. The second trajectory consisted of a similar, simultaneous actuation of J_A, J_C and slew motion, but the actuations performed in such a way so as to mimic a usual digging cycle. Since the evaluation of the measurement data is still ongoing, the results of only the first run of payload estimation are discussed here.

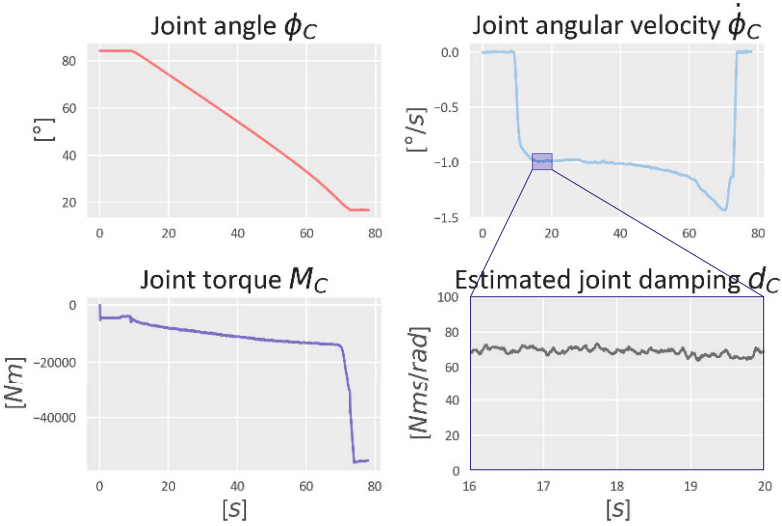


Fig. 7

Table 2: Estimated parameters (mean values)

Parameter	Link/Joint	Estimated value	Unit
Mass	Lower boom	1610	kg
Mass	Upper boom	1610	kg
Mass	Arm	3456	kg
Damping	Joint A	44.25	Nms/rad
Damping	Joint C	2.535e04	Nms/rad
Moment of Inertia	Lower boom	$-1.99e+04$	$kg \cdot m^2$
Moment of Inertia	Upper boom	$-1.99e+04$	$kg \cdot m^2$
Moment of Inertia	Arm	$9.65e+04$	$kg \cdot m^2$

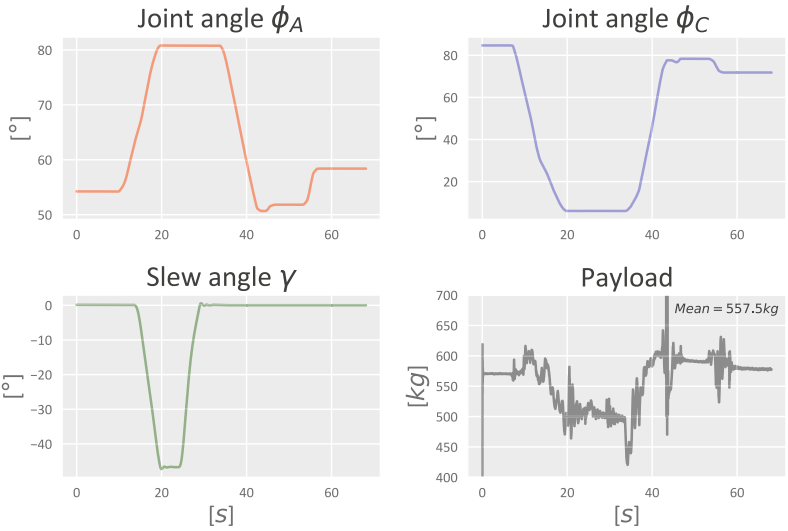


Fig. 8: Estimation of unknown payload (actual value 544 kg)

The results for payload estimation with the first trajectory can be seen in the fig. 8. If the mean estimated payload is considered, a relative error of around 2.5 % is obtained for the actual payload value of 544 kg. However, there is considerable fluctuation in the behavior of the estimated payload, which means that the dynamic effects were not been entirely compensated for. In fact, if the behaviors of the angular accelerations are analyzed, it can be seen that the fluctuations seen in the joint angular accelerations are reflected directly in the estimated value of the payload (fig. 9).

4 Discussion

The results in the previous section show that in spite of the assumptions made in developing the approaches for parameter and payload estimation and significant missing information, mean relative error remained under 5 % - or an estimation accuracy of above 95 %. Especially if the simplicity of both approaches is considered, then this is a very promising result for the developed approaches.

Based on this it can be concluded that if the payload is to be estimated in order to monitor how much material is being transported, then the approach even in the current state is quite promising. It is however quite unsuitable at this stage as an input to further analyze the stability of the machine. For instance, the lack of compensation of dynamic effects would substantially compromise

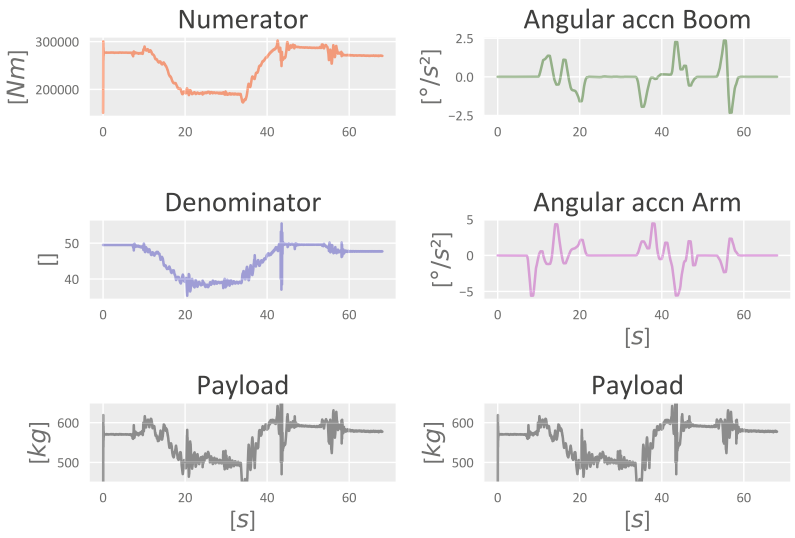


Fig. 9: Fluctuations in estimation of payload (actual value 544 kg)

the effectiveness of the stability estimation since the local fluctuations in the estimation cannot be ignored.

There are a few aspects inherent to the approaches themselves which need to be improved upon. As previously discussed, the calculation of the angular accelerations of the joints poses a significant challenge, especially since there are multiple differentiation steps involved: from the available translational cylinder strokes to the required joint angular accelerations. The angular acceleration values are also involved in the estimation of the link moment of inertia, making it quite likely that the error inherent in the accelerations also contributes to the estimation of the moments of inertia.

The assumed inertial parameters of the upper boom also pose a source of error. Estimations regarding inertial parameters in general could also be supplemented by studying the geometry of links. A study of excavators up to 30 t available in the market reveals that there is not significant difference in link geometries, even when machines of different manufacturers are considered. For instance, the shape and the location of the arm joint remains more or less the same for different machines. Preceding works have shown [4], that the location of the center of mass for instance can be quite accurately predicted with such geometry based approaches. The information gleaned from such an approach could be used in combination with the existing parameter estimation approach to improve the overall estimation accuracy. Another aspect is the assumption that the

damping torque is linearly dependent on the angular velocity. Hydraulic cylinders exhibit stick-slip effects, which is why treating the damping behavior more like a Stribeck curve for instance would perhaps offer some improvement in the estimation of damping behavior.

As mentioned in the earlier section, the evaluation of the measurement data is still ongoing. Currently, apart from the improvements proposed above, different machine learning approaches are being implemented with an aim to achieve a more robust estimation of unknown parameters. With an improved estimation of the inertial parameters and more accurate calculation of the accelerations, it can be expected that the dynamic fluctuations in the payload estimation would decrease in subsequent evaluations.

References

1. Walawalkar, A.; Heep, S.; Schneider, F.; Schüssler, J.; Schindler, C.: A Method for Payload Estimation in Excavators. In: Berns, K.; Schindler, C.; et al.: Proc. of the 4th Commercial Vehicle Symposium (CVT 2016), Kaiserslautern (2016), p. 424-437, Shaker Verlag Aachen.
2. Wolf, A. 2013. Parameteridentifikation am Hydraulikbagger. Unpublished work (Student Thesis). Chair of Design in Mechanical Engineering (KIMA), University of Kaiserslautern, Kaiserslautern, Germany.
3. Ballaire, F. and Müller, S. 2013. Dynamic Weighing with a Front Loader. In Components and systems for better solutions. [mit CD-ROM]. VDI-Berichte 2193. VDI-Verlag, Düsseldorf.
4. Heep, S. 2015. Implementierung und Analyse eines Wägeverfahrens fr Bagger unter Verwendung eines vereinfachten Mehrkrpermodells der Arbeitsausrstung. Unpublished work (Student Thesis). Chair of Design in Mechanical Engineering (KIMA), University of Kaiserslautern, Kaiserslautern, Germany.
5. Siciliano, B. and Khatib, O. 2008. Springer handbook of robotics. Springer, Berlin. Pg. 330 – 334.
6. An, Ch., Atkeson, C., Hollerbach, J.M. 1988. Model-Based Control of a Robot Manipulator. MIT Press, Cambridge.
7. Khalil, W., Dombre, E. 2002. Modeling, Identification and Control of Robots. Taylor Francis, New York.
8. Gautier, M., Khalil, W. 1990. Direct calculation of minimum set of inertial parameters of serial robots, IEEE Trans. Robot. Autom. RA-6, Pg. 368-373.
9. Gautier, M., Khalil, W. 1992. Exciting trajectories for inertial parameter identification, Int. J. Robot. Res. 11, Pg. 362-375.
10. Swevers, J., Ganseman, C., Tukel, D.B., De Schutter, J., Van Brussel, H.. 1997. Optimal robot excitation and identification, IEEE Trans. Robot. Autom. 13, Pg. 730-740

Benchmark of Different Calibration Methods of Driver Assistance Systems (DAS) Sensors at the End of Line of a Truck Final Assembly Plant by a Tolerance Chain Analysis

Dr. rer. nat. Thomas Tentrup, Dipl.-Ing. Martin Wagner, M.Sc. Simon Stroh

Dürr Assembly Products GmbH, Köllner Straße 122-128, 66346 Püttlingen

Abstract. For the proper function of modern Driver Assistance Systems, all related sensors need to be calibrated to the coordinate system of the truck. Today, several different systems for such calibration operation are available on the market to perform the calibration in the End of Line area of a truck final assembly plant. This benchmark compares three different systems under the condition that the process for positioning of calibration targets related to the driving direction of trucks is capable ($cpk > 1.33$). A tolerance chain analysis of the positioning systems has been made to determine the related capability of each system. For the process of measuring the driving direction of a truck, several measurements have been made with each system.

Keywords: End of Line, sensor calibration, Driver Assistance Systems, product testing.

1 Calibration of Driver Assistance System Sensors

Modern sensors of Driver Assistance Systems (DAS) like camera, radar or LiDAR require an initial alignment of their coordinate system to the coordinate system of the truck. This alignment (calibration) in regard to the coordinate system of the truck is mandatory for the proper function for object detecting especially for long distance applications like Adaptive Cruise Control (ACC) or Lane Departure Warning (LDW) which are the “eyes” of the future Autonomous Driving.

The calibration is performed in the End of Line (EoL) area of a truck final assembly plant and requires equipment for a reliable and precise measurement of the wheel geometry of the truck as well as the positioning of the calibration targets in relation to the driving direction of the truck. A high performance in accuracy and reproducibility of the test stand is necessary to align the DAS sensors in a range of some angular minutes (smallest specified tolerance: ±3 angular minutes) in regard to the coordinate system of the truck (see Fig. 1 and table 1).

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_2

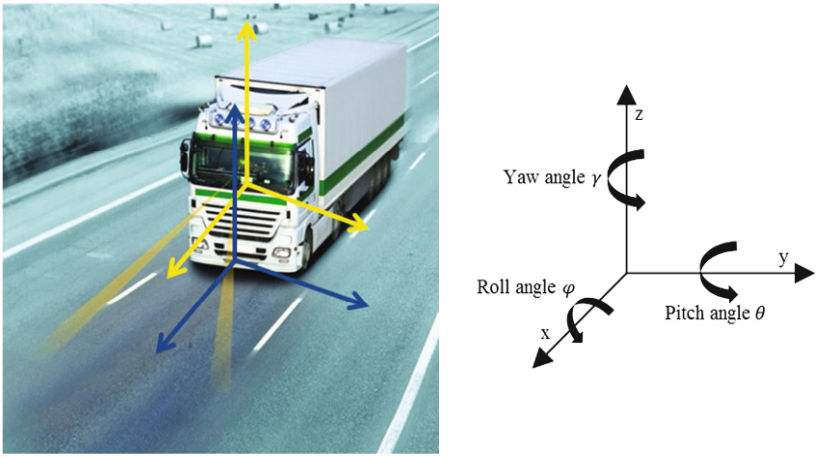


Fig. 1. Left: Different coordinate systems for cameras (LDW); yellow = camera coordinate system; blue = vehicle coordinate system
Right: definition of the coordinate system

Table 1. Tolerance values of requirements for calibration of camera based Driver Assistance Systems with a target

Max. angle error	Roll/Pitch/Yaw	±0.05° (±3')
Max. position error	X-position	±20mm
	Y- and Z-position	±2mm

Fig. 2. Driver Assistance Systems calibration components "x-DASalign truck" integrated in the non-contact wheel alignment test stand "x-wheel truck *d*"

Dürr Assembly Products has developed the wheel alignment test stand "x-wheel truck *d*" and the driver assistance system sensors alignment test stand "x-DASalign truck" (see Fig. 2) for this purpose.

2 Systems for DAS Sensor Calibration

2.1 Wheel Alignment Test Stand "x-wheel truck *d*" with "x-DASalign truck"

By means of a contactless photogrammetry-based laser measurement system the wheel geometry of a truck is measured in the "x-wheel truck *d*". Very important for the calibration of the DAS sensors is the exact measurement of the driving direction of the truck.

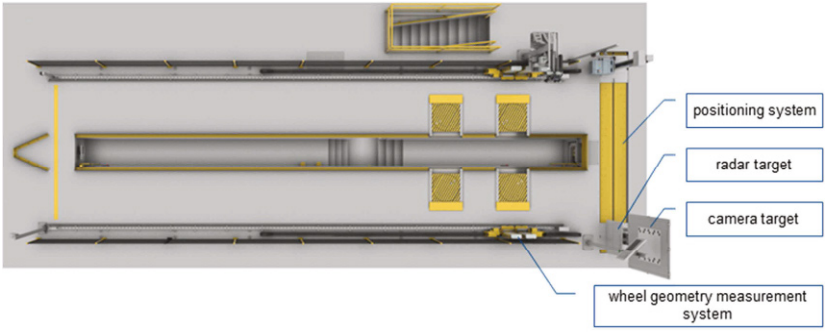


Fig. 3. "x-wheel truck *d*" with "x-DASalign truck"

The "x-DASalign truck" provides an automated floor-guided positioning system, which is carrying the components for headlamp setting and the calibration targets for DAS sensors (see Fig. 3).

All measurement systems and calibration targets of the test stand will be calibrated to a common coordinate system by means of a master gauge, traceable to national and international standards.

2.2 Compared System I

The first compared system is using cameras for the wheel geometry measurement which are manually adapted to the tires and looking at a specific pattern installed at fixed supports around the truck (see Fig. 4).

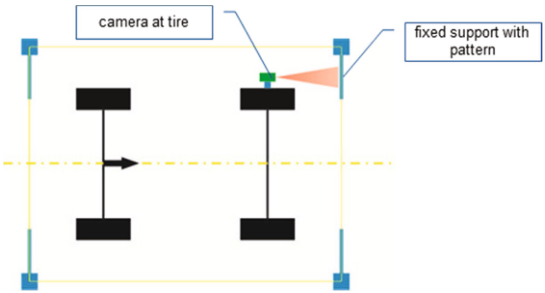


Fig. 4. Compared system I: camera adapted to the tire and looking at fixed supports with pattern. Only front axle left is shown.

The calibration target is installed at a manual movable carriage. The orientation of the target in relation to the truck is evaluated by a camera which is installed besides the carriage and which is looking at an additional pattern at the carriage (see Fig. 5).

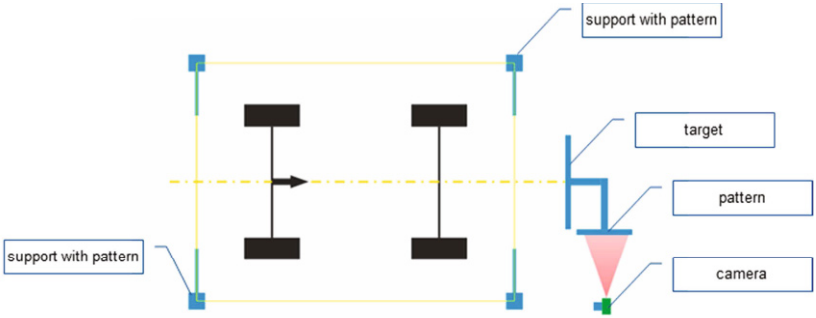


Fig. 5. Principle of compared system I for target positioning

A traceable calibration of the measurement system is not provided with this system.

2.3 Compared System II

The second compared system is using the same measurement principle with cameras manually adapted to the tires which are looking at specific pattern. The patterns by system II are installed at the frame of the truck, not at fixed supports around the truck.

The orientation of the target is measured by a camera mounted at the rear axle and a pattern, installed at the carriage which is also carrying the calibration target (see Fig. 6). This camera is looking at the pattern and the orientation of the target is determined.

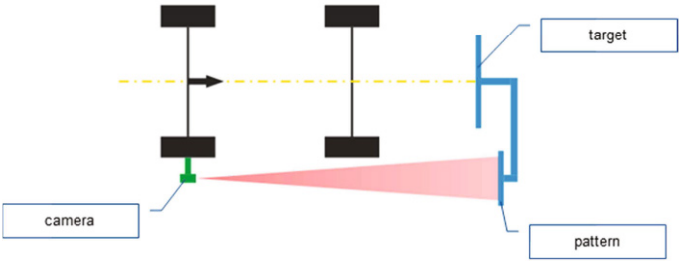


Fig. 6. Principle of compared system II

A traceable calibration of the measurement system is not provided with this system.

3 Comparison of different Systems for DAS Sensor Calibration

The basis of the comparison between the different methods for calibration of DAS sensors is the process capability index *cpk*, which is described by the following formula:

$$c_{pk} = \frac{T-A}{R} \geq 1.33 \tag{1}$$

Converting this formula leads to the minimum tolerance T of a capable system, depending on the reproducibility R and accuracy A:

$$T \geq 1.33 \cdot R + A \tag{2}$$

The reproducibility R and the accuracy A (see Fig. 7) can be determined directly by a SPC study performing N measurements with a known real value or by a process chain analysis of a number i = 1,...,n components. In this case it holds:

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + \cdots + A_n^2} \tag{3}$$

$$R = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 + \cdots + R_n^2} \tag{4}$$

For each system of chapter 2 the reproducibility R and the accuracy A have been determined with a process chain analysis using the data of the mechanical design. The resulting minimum tolerance T has been calculated according to formula (2). The corresponding tolerance chain analysis was performed by "Institut für Getriebetechnik, Maschinendynamik und Robotik" (IGMR) of RWTH Aachen University (see figures 8 and 9 a) and b)).

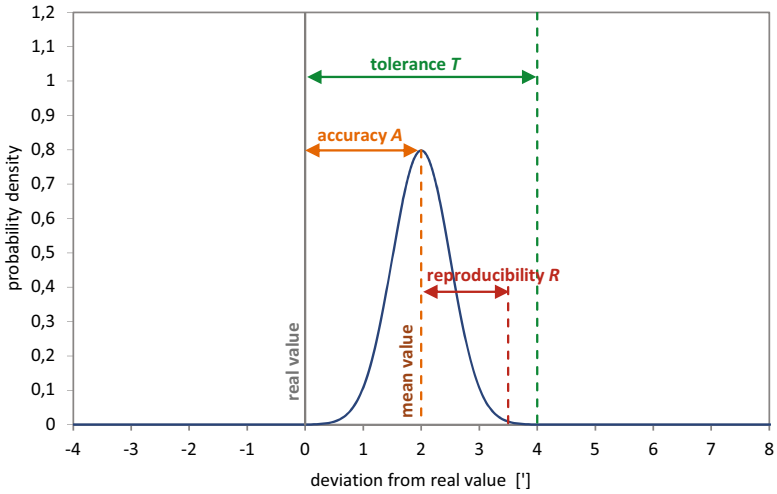


Fig. 7. Graphical definition of reproducibility R, accuracy A and tolerance T

Among other, the reproducibility R of the system is influenced by the operation of the machine by the worker.

The accuracy A is depending on the design of the system. A solid design and a traceable calibration lead to a higher accuracy of the positioning.

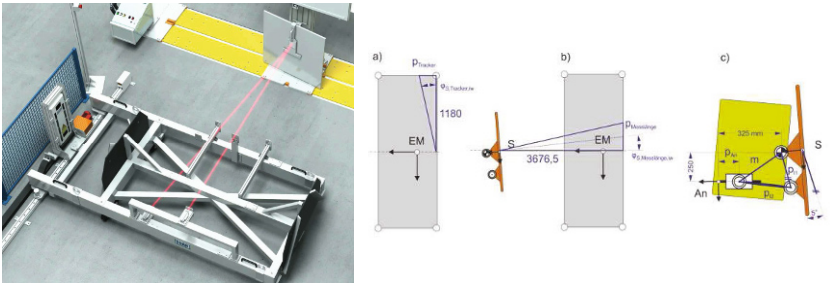


Fig. 8. x-DASalign truck – single views on influencing factors: a) $p_{Tracker}$, b) $p_{gauge\ length}$ and c) p_{An}, p_{I1}, p_{I2}

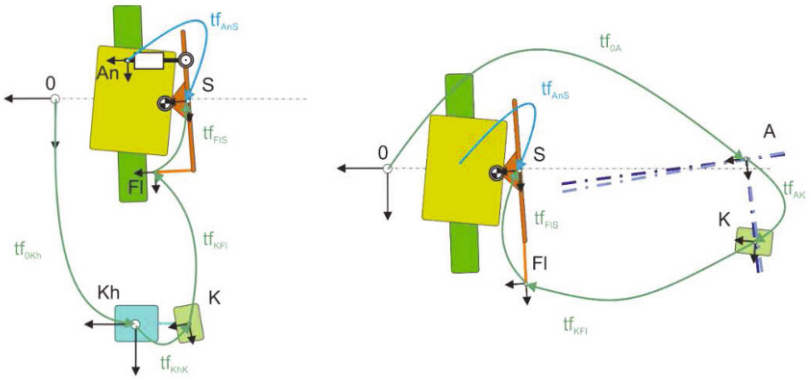


Fig. 9. Left: model of compared system I
Right: model of compared system II

4 Results

The minimum tolerance, the reproducibility and the accuracy for alignment of a target in relation to the driving direction of a truck for "x-DASalign truck" and the compared systems I and II are shown by Fig. 10 and Table 2.

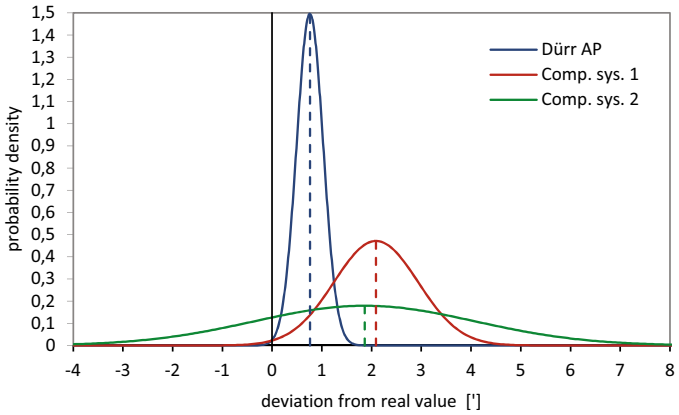


Fig. 10. Probability density function of positioning of DAS sensor targets

Table 2. Results of reproducibility, accuracy and minimum tolerance for each system

	x-DASalign truck	Compared system I	Compared system II
R [']	0.8	2.54	6.68
A [']	0.76	2.09	1.86
T ['']	**1.82**	**5.47**	**10.74**

The test equipment to align DAS sensors "x-DASalign truck" integrated into the contact-less wheel alignment test rig "x-wheel truck *d*" is achieving **a more than three times better process capability** in positioning targets to the driving direction of trucks, due to the complete automation of the process and the traceable calibration of the system. For a specified tolerance of ±3 angular minutes only the test equipment "x-DASalign truck" is ***process capable.***

In the future, autonomous vehicles will lead to even higher requirements regarding the accuracies of sensor setting for Driver Assistance Systems.

Cooperation and Communication of Autonomous Tandem Rollers in Street Construction Scenarios

Thorsten Ropertz[1], Patrick Wolf[1], Karsten Berns[1], Jochen Hirth[2], and Peter Decker[3]

[1] Robotics Research Lab, University of Kaiserslautern, 67663 Kaiserslautern, Germany,
{ropertz, patrick.wolf, berns}@cs.uni-kl.de
[2] Robot Makers GmbH, Merkurstraße 45, 67663 Kaiserslautern, Germany,
hirth@robotmakers.de
[3] BOMAG GmbH, Hellerwald, 56154 Boppard, Germany,
peter.decker@bomag.com

Abstract. In the area of street construction, multiple heterogeneous construction machines have to cooperate in order to fulfill their tasks. While current manual coordination exploits error-prone hand-gestures, and other visual or acoustical communication, the ongoing automation of construction sites requires digital wireless high-bandwidth communication. Thereby, many-faceted communication links are required to meet the application requirements while coping with the unstructured and possibly infrastructure-less environment. In this paper, a new communication approach is presented which seamlessly integrates these multi-quality wireless connections into the behavior-based control system approach to allow for a safe and robust autonomous operation of construction machine fleets.

Keywords: Behavior-based Control, Behavior-based Cooperation, Infrastructure-less Communication, Construction Robotics

1 Introduction

The development of assistance systems and even autonomous functions are important topics in the area of commercial vehicles. Also, the importance of fleet management systems, telemetric information, and guidance systems is constantly increasing. Especially in the domain of construction machines, automation has evolved for recent years since the complex scenarios provide great risk of human errors. A lot of potential for improving productivity, quality, and safety by automation is available in the area of road construction. Especially tandem rollers involved into the construction process seem to be predestined for automation since their tasks and also their operation area are clearly defined [1].

The class of behavior-based control systems (BBS) has shown to be suitable for automatizing commercial vehicles in off-road scenarios. In contrast to classic sense-plan-act-based control systems, BBS are highly distributed and their overall behavior emerges from the direct interaction of rather simple components. This modularity fosters reuse and supports extensibility as well as robustness due to partially overlapping functionality of individual components. While autonomously controlling single vehicles is already a challenging task, coordinating multiple interacting vehicles is even

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_3

more difficult. But the road construction scenario requires an autonomous swarm of rollers to meet the strict compaction requirements. Some research exists in the area of behavior-based formation control and swarm robotics with a focus on the coordination and control but without paying attention to the actual communication link [2], [3]. In the area of road-construction, a high-bandwidth low-latency communication cannot be guaranteed all the time since the required infrastructure is usually only available in urban regions. Outside of these regions, local infrastructure-less communication techniques have to be used to allow for a fast and reliable communication.

The project *Autonomous Mobile Machine Communication for Off-Road Applications* (5G-AMMCOA) financed by the German Federal Ministry of Education and Research (BMBF) targets the described areas using a local, mobile, non-infrastructural 5G communication. In this context the term 5G denotes a combination of infra-structureless mm-wave and LoRa communication in combination with infra-structure based LTE communication. The project's demonstrators are two pivot-steered BOMAG tandem rollers of types BW 154 and BW 174. This paper presents an approach for the realization of a dynamically extendable distributed control for cooperating autonomous tandem rollers which exploits the communication capabilities of the 5G standard.

The paper is organized as follows: First, state-of-the-art in autonomous construction machines and formation control is presented in Section 2. Section 3 describes the street construction scenario. The rollers as well as computer and sensor systems are described in Section 4. Afterwards, a brief introduction to the behavior-based control architecture iB2C is given in Section 5, which is used to implement the communication quality aware control. Section 6 describes the control architecture concept. To show the effectiveness of the presented approach, an experimental evaluation is presented in Section 7. Finally, Section 8 provides an outlook for future work, which will be addressed in context of the 5G-AMMCOA project.

2 Related Work

There have been several projects focusing on automation of construction vehicles in academia as well as in industry. Some of these systems are even available on the market. However, these systems do not have the complexity and performance required to realize the described tasks.

Fleet management systems are well known on the market. The vehicles send the current status to a central server and a fleet coordinator knows in advance when a certain machine requires maintenance e.g. must be refueled. This information is also used for documentation. A typical example in the construction domain is Product Link by Caterpillar/Zeppelin[4]. However, these systems require a good connection to the mobile phone network, which is not always available – especially not in rural areas.

For agricultural applications Vehicle Sync[5] developed by Trimble allows communication between the vehicles without a mobile network infrastructure. But the system requires line of sight between the vehicles and supports only a maximum distance of

[4] https://www.zeppelin-cat.de/produkte/connected-worksite/flottenmanagement.html
[5] http://www.trimble.com/agriculture/vehicle-sync.aspx

300 m. All systems mentioned so far just support the human operators and do not provide any full autonomous solutions.

The MOBIUS[6] system developed by Autonomous Solutions Inc. extends a fleet management system by functionality for autonomous vehicles. The system supports communication between the vehicles and path planning for several machines. But it also requires a fast mobile phone network connection with a high bandwidth.

The HCQ Navigator of HAMM AG offers a communication system for roller interconnection and documentation for street construction [4]. Data as stiffness, time constraints, and built-in asphalt volume are transmitted wireless between rollers to a main computer which transmits information to a cloud server via LTE.

An approach for 5G-enabled autonomous vehicle cooperation is presented by the 5GenCIV framework [5]. It suggests different storage and decision levels for autonomous navigation and collaboration which are onboard, fog, and cloud. Tasks are distributed depending on complexity, real-time constrains and latency tolerance.

To overcome the problem of required communication infrastructure, the system described in this paper comes with a local 5G network, which does not require infrastructure. Furthermore, the control system is designed in a way, that the machines do not need communication links at any time. They connect when possible and adapt the data they share depending on the connection quality.

3 Road Construction Scenario

In context of this paper, a typical road construction scenario is regarded (see Fig. 1). A paver lays out the asphalt which is compacted by multiple tandem rollers.

Fig. 1: Road construction scenario: The paver sends data about area to compact via a medium quality link. Multiple tandem rollers compact the asphalt and perform coordination using a high bandwidth, low latency mm-wave link. Due to regular tasks like fetching water, individual rollers leave the cluster and can only communicate via a low bandwidth, high latency link. In addition, wireless monitoring of the paving and compaction process is required (worker with tablet PC).

[6] https://www.asirobots.com/platforms/mobius

Table 1: The three communication modes in the road construction scenario.

Mode	Case	Distance	Bandwidth	Latency
(HL)	Tight Cooperation	short	high	low
(MH)	Task Distribution/Monitoring	medium	medium	high
(LH)	Announcement	long	low	high

In order to increase the efficiency and safety, the tandem rollers are automated. For the control structure, a master-slave architecture is suitable. Since the paver is the central element in the road construction scenario, it will also serve as the master. This provides several advantages: First, the paver is a rather huge and heavy machine, such that additional computer and sensor systems are rather easy to apply. Second, the paver is always present in the scenario, since it dictates the speed. Finally, there is usually only one instance of this machine involved in contrast to the other vehicle types like rollers and trucks, which simplifies the master role assignment. In addition, the platoon is supervised by workers though wireless monitoring of the paving process.

In this scenario mainly three different communication modes can be classified as shown in Table 1. The tandem rollers shall cooperate tightly to increase the efficiency and the quality of the road construction process while maintaining a safe operation. Thereby, they drive rather close and need a high bandwidth and low latency link to exchange rather low level sensor data and control commands which corresponds to mode (HL).

In contrast, the task assignment and the process monitoring, which is done by the paver and/or a worker, requires only a medium bandwidth and allows for a rather high latency since the process is not time critical in order of a few seconds. By providing measurements together with timestamps, high and dynamic latency can be compensated. But, a direct line of sight between the communication partners cannot be guaranteed and the distance between the vehicles can reach for several hundred meters. These communication properties are summarized in mode (MH).

The third mode covers the case in which individual vehicles leave the working group to perform for example different maintenance tasks like a tandem roller refueling water. Thereby, rather long distances can be in between while only little data like expected time till re-entering the working group have to be communicated. This information is also not very time-critical since it only provides hints for the planning process.

Due to the changing configurations and the different environmental conditions on construction sites, these communication modes cannot be realized by a single technology. Instead, a combination of different approaches is required as investigated in the 5G-AMMCOA project, which researches a wireless island communication using mm-wave technology for fast short range communication with line of sight in combination with other technologies like LoRa/LPWAN for long range low bandwidth communication. This combination of different technologies allows for covering all three regarded communication modes, but provides different qualities also within one mode. Thus, the control side has to dynamically adapt to the changing communication link properties to achieve the best automation result.

4 Hardware

The project's test platform are two BOMAG pivot-steered tandem vibratory rollers of the types BW 154 AP-4 AM and BW 174 AP-4 AM (Fig. 2). The vehicles have a weight of approximately 9 t, or 12 t respectively. Their drums are steered independently for an improved navigation capability. A directed drum vibration through the ASPHALT MANAGER 2 system is available. Each drums is sprinkled by five (BW 154), or respectively six (BW 174), water jets.

Fig. 2: Autonomous pivot-steered BOMAG tandem rollers BW 154 and BW 174 of the 5G-AMMCOA project.

Additionally, chip spreaders of types BS150 and BS180 (BW 154 and BW 174) are mounted with an empty weight of 560 and 640 kg and a volume of 500 and 900 l., respectively. Also, edge cutters are installed on both vehicles.

The rollers are required to operate autonomously within the previously described scenario. Each machine has capabilities to operate standalone for an improved safety and availability. This is especially meaningful if no communication, or only the (LH) mode is available. To increase safety, obstacles like other machines or construction workers within the operating area are considered by each roller independently but the information is also communicated within the platoon to overcome occultations.

Each roller has an embedded, shock, and temperature resistant NUVO-5095GC computing unit (NCU) as well as a Generic Control Box (GCB) of Robot Makers GmbH, Germany. They execute the control software and access the CAN-BUS to fully control the machines autonomously. The rollers are secured via a Gross Funk SE889 / GF-T53 wireless emergency stop system for platooning and standalone operation.

A Starfire 3000 GNSS (Fig. 3a), Mircostrain 3DM-GX5-25 IMU, and CAN data are used for localization. Laterally mounted SICK TiM 651 laser scanners (Fig. 3a) monitor blind spots of the machine and measure the ground surface shape. Intel RealSense ZR300 stereo cameras (Fig. 3b) provide near field distance information for collision avoidance, object detection and recognition as well as localization.

(a) Laterally mounted laser scanner and GNSS.

(b) Stereo camera.

Fig. 3: Sensor systems of BW 154 and BW 174 for localization and perception. Each roller can operate autonomously if no communication link is established.

5 Integrated Behavior-Based Control

The integrated behavior-based control (iB2C) architecture [6], [7] has been developed at the Robotics Research Lab of the University of Kaiserslautern. The basic unit in iB2C networks are generic behavior modules (Fig. 4).

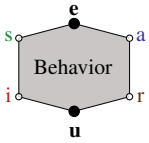


Fig. 4: Behavior $B = (f_a, F)$ [7].

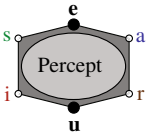


Fig. 5: Percept $P = (f_a, f_{p_u}, F)$ [7].

A behavior B offers a standardized interface and is defined by the **activity function** $f_a(\mathbf{e}) \in [0,1]$ and the **transfer function** $F(\mathbf{e})$ which specifies the **output** vector $\mathbf{u}$ based on the **input** vector $\mathbf{e}$. It can be **stimulated** by another behavior's activity via the stimulation input s and **inhibited** via the inhibition input i. The behavior's internal **activation** $\iota = \min(s, 1-i) \in [0,1]$ describes the effective relevance of B in the network. It limits the behavior's **activity** $a = \min(\iota, f_a(\mathbf{e})) \in [0,1]$ which represents the amount of influence in the current system state. The **target rating** $r = f_a(\mathbf{e}) \in [0,1]$ resembles the behavior's contentment with the current system state. While the so called **meta-signals** s, i, a, r are strictly defined in- and outputs, the vectors $\mathbf{e}$ and $\mathbf{u}$ can carry arbitrary sensor and control data.

In order to resolve ambiguities when multiple behaviors propose control values for actuators or other behaviors, special coordination behaviors are defined. These **fusion behavior**s work on the meta-signals and inherit the common behavior interface. Two examples are the *maximum fusion* behavior and the *weighted average* fusion behavior.

The former just forwards the control values of the most active connected behavior as defined by:

$$s = \text{argmax}_c\,(a_c)\,, \quad a = \min\left(\iota, \max\left(a_c\right)\right), \quad r = r_s, \quad u = u_s \tag{1}$$

The later calculates the average of the control data weighted by the providing behaviors activity as described by the following equations for the three tuple of activity a, target rating r and output u:

$$a = \min\left(\iota, \frac{\sum_{j=0}^{p-1} a_j^2}{\sum_{k=0}^{p-1} a_k}\right), \quad r = \frac{\sum_{j=0}^{p-1} a_j \cdot \mathbf{r}_j}{\sum_{k=0}^{p-1} a_k}, \quad u = \frac{\sum_{j=0}^{p-1} a_j \cdot \mathbf{u}_j}{\sum_{k=0}^{p-1} a_k} \tag{2}$$

A percept P is a behavior component specially designed to support the data quality assessment (Fig. 5). In context of the iB2C architecture, a percept is defined by the 3-tuple $P = (f_a, f_{p_u}, F)$ consisting of the activity function f_a, the data quality transfer function f_{p_u}, and the transfer function F. The specialized interface behavior inputs $\mathbf{e}$ and outputs $\mathbf{u}$ are enriched by perception meta inputs $\mathbf{p_e}$ and outputs $\mathbf{p_u}$, which contain the data quality information while the common iB2C interface is kept unchanged to apply to the iB2C design rule of behavior interface duality which defines that a behavior interface must provide standardized and arbitrary ports [6].

6 Control Architecture

The control software is mainly organized in three blocks (Fig. 6). At the lowest level, the *Hardware Abstraction* (blue) provides an interface to the sensor systems and the vehicle controllers. Thereby, safety relevant hardware systems and hardware required for missions are separated to increase the robustness by running critical drivers and rather low level evaluations on separated embedded systems and thus make them independent of the complex and error-prone high-level processing.

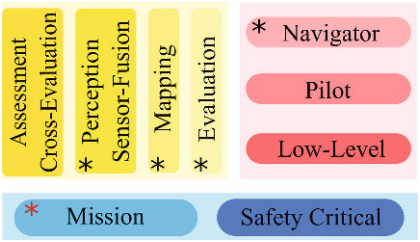


Fig. 6: Tandem roller control architecture overview. Components affected by communication quality are marked with asterisk.

The *Perception* system (yellow) evaluates sensor data by assessing the quality, fusing heterogeneous information, building maps and finally evaluating these maps with

respect to traversability and required compaction runs. In addition, the perception part can incorporate background knowledge like existing maps and present data to the user.

The *Control* system (red) uses commands provided via the user interface and the information processed by the perception system to generate trajectories via the *Navigator*, which are then given to the *Pilot* in order to actually drive along the trajectory. In order to increase the safety of the system, the steering commands and velocity requests are passed to a *Low-Level* control component. It performs a reactive obstacle avoidance approach and limits the requested velocity to keep the vehicle in a save state.

Thereby, the explicit modeling of quality information and tight integration into the behavior-based control concept as presented in [7] is exploited to automatically adapt the data communication and control strategy as well.

On the sender side, the communication quality affects multiple components since data from different sources (marked by *) is of interest. Additional data acquired by other vehicles and communicated are incorporated into the mission hardware component. They are implemented as virtual sensor systems which are sporadically available based on the vehicles participating in the work group and the available communication quality.

Each communication mode is implemented by a percept which stimulate and inhibit the communicating percepts accordingly. Fig. 7 shows an example network consisting of only a few communication nodes and limited sensor information to share to clarify the concept.

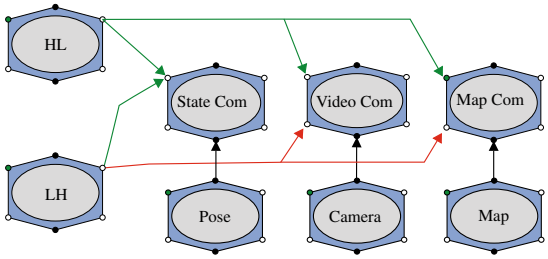


Fig. 7: Examplary iB2C network consisting modules for the different communication modes: No communication (NC), low bandwidth, high latency communication (LH), and high bandwidth, low latency communication (HL) which gradually activate and inhibit communication modules *Com*.

Since, the communication quality/mode is detected by percepts and provided to the control network, an automatic switching of the strategy can be realized to increase safety on the one hand side, and efficiency on the other hand. Based on the additionally available sensor data which can be provided in the (HL) mode, more advanced control approaches can be activated which for example increase the process speed. By exploiting early announcements which are realized using the (LH) mode, an efficient work item assignment can be realized leading to reduced idle times and energy consumption.

7 Experiments

For validating the concept a simulation environment with dynamics simulation of the vehicles has been created. The communication modes are simulated by performing visibility tests (raycasts) and distance calculation between the communication partners which allows for an approximation of the achievable communication quality. To evaluate the general performance of the approach, low-level data like occupancy grid maps, positions, and camera images have been transmitted.

Implementation The presented control concepts and architecture have been implemented using Finroc, a C++, Java based framework with zero-copy, lock-free implementations and real-time capabilities [8]. NCU and GCB run parallel Finroc instances which are connected via Ethernet. The GCB runs hardware abstraction layers and provides a web-based FINGUI for remote machine supervision.

Simulation The Unreal Engine 4 of Epic Games, Inc. was used for simulation. It offers features as photorealistic rendering [9], an open world design, and automatic level of detail processing and is used for robotic applications [10], [11]. A Finroc engine plugin exchanges data between the frameworks. Simulated sensors and rollers provide similar characteristics as the corresponding real systems.

Test Environment The test environment of the street construction scenario is the B10 highway, Germany. The construction involves three BW 174 rollers and a BF 800 C paver. Roller data as GNSS position, orientation, asphalt temperature, stiffness, and vibration amplitudes were recorded during real road construction activities. The B10 was reconstructed for simulation using OpenStreetMap[7] data imported by an Unreal plugin[8] (Fig. 8). Vehicle movements were replayed within simulation to generate meaningful motions of the construction vehicles. Hereby, a typical pattern of road construction vehicles was executed. Two rollers compacted close to the feeder while the third roller stayed more far away.

Fig. 8: Simulated street construction scenario on the B10 highway, Germany. A BF 800 C paver and BW 174 rollers cooperate for asphalt compaction.

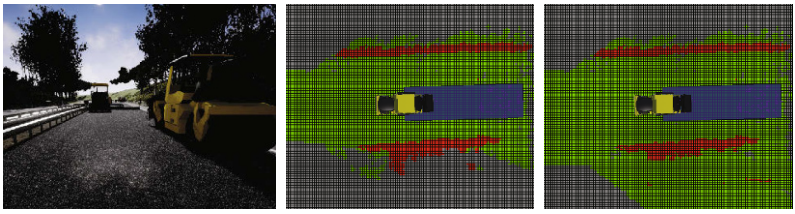
[7] https://www.openstreetmap.org
[8] https://github.com/ue4plugins/StreetMap

The data link quality was approximated using Euclidean distances and line of sight. According to the communication BBS (Fig. 7) rollers exchange position data, camera images, and map data depending on the current communication mode.

The paver moved with a constant velocity of approximately $0.75\,\mathrm{m\,s^{-1}}$ in front of the rollers during B10 construction. Two rollers followed closely, one roller more far away, to performed their compaction task. Rollers traveled with a velocity of $1\,\mathrm{m\,s^{-1}}$ towards the paver and reversed afterwards. Each compaction interval lasted approximately 15 s over a length of about 15 m. Hereby, the asphalt temperature was about 130 °C in areas spatially close to the paver and additionally the roll vibration was active in this regions.

Both front rollers and paver used (HL) communication at a close range. The rear, and therefore more far away, roller retrieved and transmitted position data using only a (LH) link. A communication mode change was observed when the rear roller approached towards the front group, as for instance a roller replacement was required for fetching water, or the roller entered the working space of the other machines. Then, near field data and state information is transmitted which was not relevant before.

An example for data exchange can be seen in Fig. 9 where a stereo camera image, a standalone obstacle map, and a combined obstacle map are depicted. The camera image shows the perspective of an approaching roller towards the paver. The crash bar (left) and another roller (right) are represented within the occupancy map as obstacles (red). Flat regions are tagged as traversable area (green) while there also exist unknown regions (gray) which were not seen by the robot's sensors due to limited field of views and obstruction. The roller (right) appears as large object which results from limited camera opening angles and vehicle motions. It blocks the view from regions behind which appears as blind spot within the map. In contrast, the combined map includes occupancy information from the cooperating roller. Here, the resulting blind spots are vanished and occupancy regions were reduced. It can be seen that obstacles which were hidden before, as reflector posts and workers . The other roller is still represented as obstacle within the map due to safety reasons.



(a) Stereo camera view. (b) Standalone obstacle map. (c) Combined obstacle map.

Fig. 9: Data exchange for different communication modes. Traversable (green) and occupied areas (red) are integrated into unknown regions (grey). Blue indicates the trajectory of the roller.

The tests showed a good usage and distribution of the available bandwidth. By limiting the requested data rate, long buffer latencies have been avoided. The approach showed to be suitable for the targeted application.

Nonetheless, data exchange of mapping material and obstacle information relies on a precise robot pose. Otherwise maps are misaligned which leads to errors in planning and spurious obstacles. Also, maps have to be orientation aligned for registration. Here, discretization errors occur, since gaps emerge between the transformed cells.

8 Conclusion and Future Work

This paper presents a novel behavior-based, quality-based control concept for collaborative robots using a local infrastructure-less 5G communication. It is demonstrated within the scenario of a road construction application where a full high-bandwidth low-latency communication coverage is not available. Two autonomous pivot-steered BOMAG tandem rollers of the 5G-AMMCOA project serve as test platforms and are fully equipped for autonomous operation. Communication modes for tight cooperation, task monitoring, and long range announcements are considered for robot control depending on the available data link quality. The system's architecture considers the communication link quality within perception, control, and hardware abstraction to achieve a robust, improved, and more efficient collaboration behavior. Data link quality and bandwidth is continuously monitored and data streams, as well as their corresponding control processing chain, are respectively disabled for low bandwidth communication to save bandwidth and prevent delays and overload. This results in a strategy change of the robot since the behavior-based systems recognizes meta signal changes and adapts accordingly.

The approach was tested with recorded roller data from real construction works on the B10 highway, Germany. Also simulation tests were performed on the reconstructed B10 street using recorded data and offline maps. Hereby, it was shown that the rollers were able to exchange mapping data, sensor information and positions tailored to the given communication link quality. The adaptation of the communicated data makes the overall communication more robust due to the automatic rate-payload adjustment and thus allows for an optimal exploitation of the available bandwidth.

Future work considers a data structure change for environmental information during data transmission. As depicted before, occupancy maps have several drawbacks and are not very well suited for exchanging information. They are meaningful at the low level control of the system and enable a decoupling of perception and control development in an inter-machine context. Nonetheless, semantical information as scene descriptions or scene graphs are more meaningful to be shared. Scene graphs can be integrated into the local data representations more efficient and can be easily interpreted on a higher level.

Additional future work is a communication stress test with the real rollers. The BBS's performance and network latencies should be tested in real environments. Also it should be validated that data link quality simulation approximates the reality good enough for simulation testing.

References

1. Kuenzel, R., Teizer, J., Mueller, M., Blickle, A.: SmartSite: Intelligent and autonomous environments, machinery, and processes to realize smart road construction projects. Automation in Construction 71(Part 1), 21 – 33 (2016), http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0926580516300528, the Special Issue of 32nd International Symposium on Automation and Robotics in Construction
2. Sekar, M., Moshirpour, M., Serfontein, J., Far, B.H.: Performance enhancement of behavior-based safety of fleet management systems. In: 2014 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC). pp. 3840–3845 (Oct 2014)
3. Xu, D., Zhang, X., Zhu, Z., Chen, C., Yang, P.: Behavior-based formation control of swarm robots. In: Mathematical Problems in Engineering. pp. 1–13 (2014), article ID 205759
4. Villwok, S., Gärtner, P.: Optimierter Einsatz von Walzen in der Erd- und Asphaltverdichtung. In: Bauer, S., Kunze, G., Weber, J., Feuerbach, T., Schmid, J. (eds.) Fachtagung Baumaschinentechnik 2015. Machinen, Prozesse, Vernetzung. vol. 49, pp. 330–338. Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Dresden, Germany (September, 17–18 2015)
5. Cheng, X., Chen, C., Zhang, W., Yang, Y.: 5g-enabled cooperative intelligent vehicular (5genciv) framework: When benz meets marconi. IEEE Intelligent Systems 32(3), 53–59 (May 2017)
6. Proetzsch, M.: Development Process for Complex Behavior-Based Robot Control Systems. Ph.D. thesis, Robotics Research Lab, University of Kaiserslautern, München, Germany (June 2010)
7. Ropertz, T., Wolf, P., Berns, K.: Quality-based behavior-based control for autonomous robots in rough environments. In: Gusikhin, O., Madani, K. (eds.) Proceedings of the 14th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics (ICINCO 2017). vol. 1, pp. 513–524. SCITEPRESS – Science and Technology Publications, Lda, Madrid, Spain (July 26–28 2017), iSBN: 978-989-758-263-9
8. Reichardt, M., Föhst, T., Berns, K.: Introducing finroc: A convenient real-time framework for robotics based on a systematic design approach. Technical report, Robotics Research Lab, Department of Computer Science, University of Kaiserslautern, Kaiserslautern, Germany (2012)
9. Karis, B., Games, E.: Real shading in unreal engine 4. Proc. Physically Based Shading Theory Practice (2013)
10. Mueller, M., Casser, V., Lahoud, J., Smith, N., Ghanem, B.: Ue4sim: A photo-realistic simulator for computer vision applications. arXiv preprint arXiv:1708.05869 (2017)
11. Shah, S., Dey, D., Lovett, C., Kapoor, A.: Airsim: High-fidelity visual and physical simulation for autonomous vehicles. In: Field and Service Robotics. pp. 621–635. Springer (2017)

Lane Change Assistant System for Commercial Vehicles equipped with a Camera Monitor System

Gabriela Jager[1], Florian Baumann[1] and Jörn Klingemann[2] et al.[*]

[1] ADASENS Automotive GmbH, Von-Behring-Str. 6a, 88131 Lindau, Germany
<name.lastname>@ficosa.com

[2] FICOSA International GmbH, Schweigerstr. 10, 38302 Wolfenbüttel, Germany
paco.klingemann@ficosa.com

Abstract. When cameras replace vehicle mirrors, the camera output is delivered directly to a monitor allowing the driver to have an optimized view of the area behind the vehicle. In knowledge of inputs as the speed and the gear together with specifically developed ADAS algorithms, the image can be used to extract further information. The goal of FICOSA is to develop and integrate various algorithms into a Camera Monitor System (CMS) which supports the driver to avoid collisions and to watch the blind sport area. The system provides information as a transparent dynamic overlay for distances with color depending of the warning flag. The accuracy of our Camera Monitor System is improved by integrating a real-time calibration of the camera's extrinsic parameters leading to a highly accurate estimation of dynamic objects. The calibration can be further employed to adapt to new vehicle load situations. The reliability and safety is improved by integrating a camera based Soil-/Blockage Detection.

Keywords: Camera Monitoring System (CMS), Lane Change Assistant System (LCAS), Blind Spot Detector (BSD), Target detection and tracking, Automatic Camera Calibration, Soil-/Blockage Detection.

1 Overview

FICOSA CMS is a camera monitoring system, a replacement of a standard rear view exterior mirrors – by using a camera combined with a monitor in order to provide the expected rearview to the driver. The advantages of a CMS ranges from a quantifiable efficiency increase and improved style to additional safety through the integrated ADAS functions.

FICOSA has vast experience working on exterior CMS Systems**.** Over the last five years, FICOSA worked with a group of major OEMs on mirror replacement, on predevelopment, research, and demo car builds. The cameras have been specifically designed for automotive applications with special attention to surround view and mirror replacement systems compliant with ISO16505. Apart from outstanding image quali-

[*] This work has been developed in joint collaboration at ADASENS Automotive GmbH

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_4

ty, the system delivers automatic image panning (field of vision adjustment e.g. when reversing), overlays for depth perception, and ADAS functions for additional safety.

2 FICOSA CMS for Industrial Vehicles

CMS for Industrial vehicles is one of the solutions offered by FICOSA to deal with the problem of blind spot areas in industrial vehicles and buses. As an expert in the fields of vision, FICOSA has developed camera systems for monitoring driver blind spots, complying with the requirements of the European Directive 2003/07/EC or 2005/27/EC.

The following systems are available to cover a driver's direct vision requirements: A side, front and rear vision system. They provide, among others, Blind spot detection system and a Lane Change Assist / involuntary lane departure warning system. FICOSA develops and produces these systems following all the legal requirements demanded by the automotive industry.

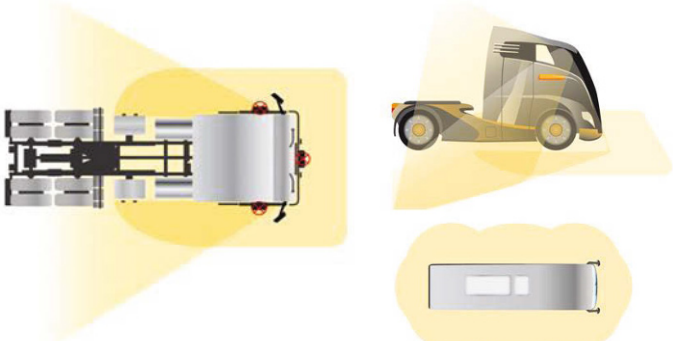


Figure 1: Field of view (FoV) the Ficosa CMS for trucks **(1)**.

Figure 2: Mounting of the FICOSA CMS on a truck. Note, two cameras with different orientation and FoV are mounted together on the winglet.

3 Lane Change Assist (LCAS)

Within ADASENS (Part of FICOSA Group), a Lane Change Assistant System[†] for Camera Monitor System (CMS) has been developed which supports the driver to avoid collisions in all possible lane change scenarios. It has been developed for cars but works similarly for any CMS mounted on a commercial vehicle: the LCAS captures the video stream and vehicle data, provided by the software framework and provides the specified objects within the specified format at the given performance requirements. Upon that, the application aids the driver before, during and after a lane change. It warns the driver through the HMI of the subject vehicle against potential collisions with vehicles to the side and/or to the rear of the subject vehicle, and moving in the same direction as the subject vehicle during lane change maneuvers.

The main components of the LCAS are, as in Figure **3**:

- Side collision Warning (classifier based vehicle detection)
- 3D parameter estimation (extended Kalman filter)
- Blind Spot Detection (arbitrary obstacle, no classification)
- Lane Recognition
- Warning state machine and Safe Space Overlays

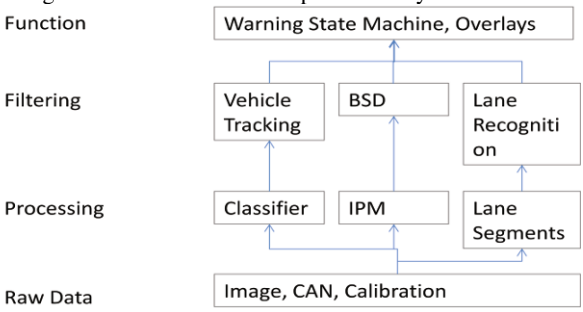


Figure 3: Overview of the LCAS

In addition to the Safe Space overlays, the LCAS can provide further output to be merged with other sensors. The output basically consists of an array of tracked targets, where the maximum number of objects per frame is currently limited to 5. The following list shows the fields, containing the most important estimated parameters. The minimum set of required output parameters are marked in bold letters. The remaining values are provided for debug and evaluation purposes.

- Distance and Lateral offset in [m]
- Relative speed longitudinal and lateral in [m/s]
- Longitudinal time-to-collision [s]
- Raw projected distance and lateral offset in [m]
- filtered bounding box in [pix]
- Life time of object in [frames]

[†] The LCAS system is still under development and not yet on series-production maturity level.

- Number of blind/extrapolated frames in [frames]
- State of object in the state machine

Furthermore, the LCAS provides as output, if required, the detected lane (estimated based on clothoid lane marking model)

- Offset (Lateral distance to the marker)
- Slope (Slope of the marker with respect to the cars longitudinal axis)
- Curvature, Change of the slope over distance
- Curvature Rate; Change of the curvature over distance
- Driven Meters (Amount of meters the vehicle is driving as host lane)
- Longitudinal distance in meters to the front (nearest) and to the back (furthest) point of the marker as seen in the image
- Width of the lane marking
- Marker type of the line
- Further information on the driving situation as day/night, construction site

3.1 Side collision Warning (SCW)

The Role of ADASENS SCW is to detect and recognize approaching objects on the rear zone for high ego-speed scenarios (highways and national roads, Ego speed > 50km/h, Relative speed of 70km/h maximal). Approaching objects are detected by means of ternary based classifier technique together with an embedded optimized focus of attention technique.

The SCW employs classification technology by means of an AdaBoost (2) classifier with ternary features developed at ADASENS (2) for vehicle detection, but the difference lies in the efficiency and effectiveness. The ternary features as employed by ADASENS are based on (3). The idea of this approach to use three states (unlike the widely used Local Binary Pattern features) when comparing pixel intensities in a predefined pattern. The side collision warning (SCW) performs a two-step approach to detect vehicles in the rear zone of the ego vehicle.

The vehicle detection performs a two-step approach to detect vehicles in the rear zone of the ego vehicle. Both steps are based on the same classifying technology, but the difference lies in the efficiency and effectiveness. The first step, the so called focus of attention (FoA), does a fast classification on a large number of reasonable positions in the image. The classifier in the FoA has a low complexity and therefore a short runtime, but its classification performance is not sufficient to detect vehicles reliable. Its task is to give a fixed number of positions (the so called candidates), where the final (complex) classifier should be applied.

For an insight on the amount of data employed: In total 101 videos for the left camera and 52 videos for the right cameras were labeled and available for training. Each video had a length of around 20 seconds. The amount of videos for the left side was chosen higher due to the fact that the driver's left side is more important for overtaking maneuvers. Each label was automatically extended to the left and right, top and bottom. This compensates tight labels and allows the classifier learning the shape of the object (i.e. lower front of vehicles). For each label, additional positive training

samples were gathered by shifting the label horizontally and vertically around the original label.

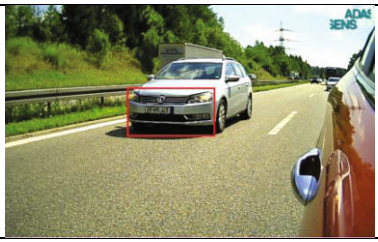
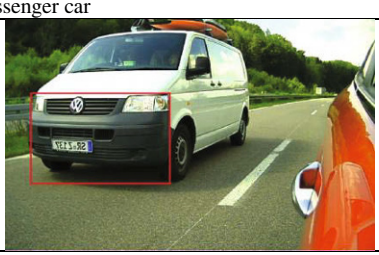
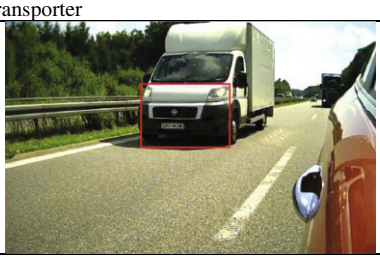
Lower front of objects (vehicle) from left camera	
	
Type: Passenger car	
	
Type: Transporter	
	
Type: Truck	
Type: Truck	

Table 1: Example of labeled data for classifier training

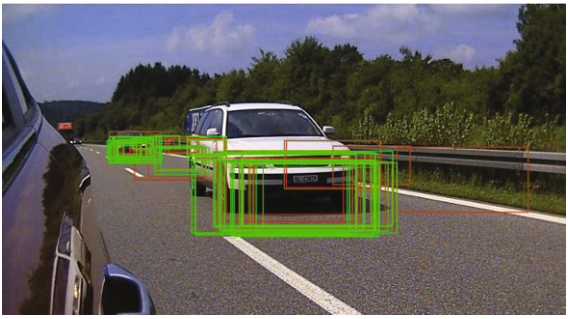


Figure 4: Results after FoA step, input for complex classifier

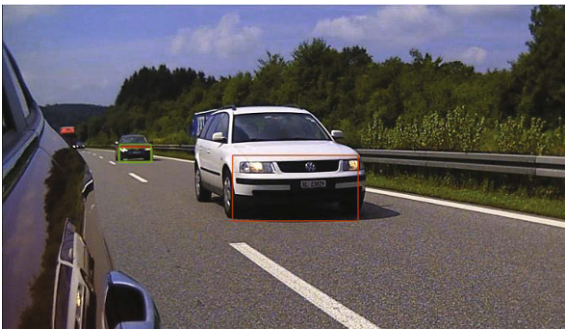


Figure 5: Final Vehicle Detection results

3.2 3D parameter estimation

This module estimates the relative position, relative speed and Time to Collision (TTC) to the detected objects. An extended Kalman filter is paired with a state machine to robustly track objects and estimate their 3D parameters. We reached a target position accuracy of 15% (for distances greater than 10m) or 1.5m (distances below 10m) and a TTC accuracy of 15% for times above 1s and 150ms for times below (approx 5 frames at 30ms frame).

For distance estimation we use the camera geometry together with a ground plane assumption for the foot point of the classifier response. With an assumption that both roll and yaw angles are zero, the distance of the vehicle to the camera, measured in camera coordinates, can be estimated from vehicle position in image by using the pinhole camera geometry. Distance between bottom line of a vehicle and horizon, camera center, is inversely proportional to range to the vehicle. Due to possible elevations of the target from the ground, we also assure that the result matches the distance estimated by assuming constant vehicle width.

We employ an extended Kalman filter to track the targets in 3D vehicle coordinates. The Kalman filter equations and the implementation of the Kalman filter equa-

tions are based on (4). We worked with both a constant speed and a constant acceleration model and found the first one to better match highway scenarios.

A state machine helps track target in frames where the classifier fails. The object is in our case extrapolated for up to 5 frames until it is dropped. This strategy could also be used to evaluate classifiers only each two frames.

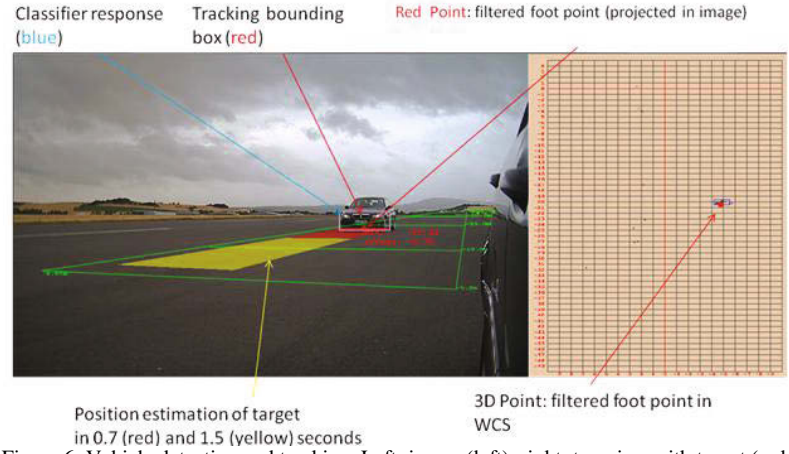


Figure 6: Vehicle detection and tracking. Left: image (left), right: top view with target (red point) and reference 3d Data as recorded by an IBEO (blue point cloud)

3.3 Blind Spot Detection (BSD)

The ADASENS BSD function (Blind Spot Detector) provides safety when passing other vehicles or changing lanes through intelligent image processing. It detects vehicles in the blind spot areal with functionality in all climatic conditions. No classification of the target takes place. Instead, the warning will be a binary flag to indicate that an object is present in the typical blind spot area of a mirror. The warning signals are issued via the CAN-bus or directly to the display.

The first stage of BSD algorithm consists of image transformation. Grey scale 2D image is mapped to a ground plane by means of Inverse Perspective Mapping (IPM) (6). The transformation is given by camera parameters (intrinsic and extrinsic). The concept behind is depicted in Figure **7**: Projection grid for the inverse perspective mapping, which shows a 3D ground plane grid mapped onto the captured image, so that each point in the grid is assigned its corresponding intensity value from the image plane. The result is shown in Figure **8**: Transformed image segment with target.

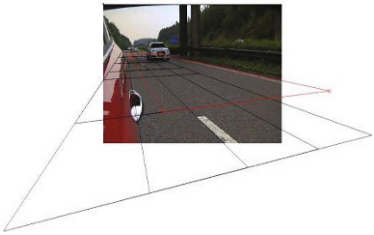


Figure 7: Projection grid for the inverse perspective mapping

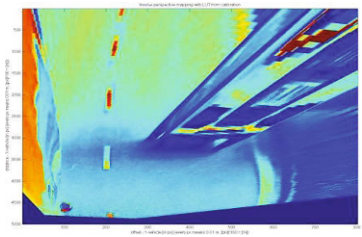


Figure 8: Transformed image segment with target

The average value of each row on the IPM image is computed. This produces an 1D array with the same size as the IPM image height. See Figure **9** for two examples of horizontal mean computation, with and without vehicle on the adjacent lane.

All values are normalized with respect to maximum mean value. In addition, spatio-temporal smoothing is applied in order to remove noise caused by small spikes, see (7). Spatial smoothing is computed by applying a mean mask on each element of the array, i.e. every element is averaged with its direct neighbours. Temporal smoothing is computed by means of weighted average of each element of the array with its previous value. Current values are given higher weights.

In order to filter out objects with inconsistent motion, such us, shadows from bridges or trees, false alarms from adjacent fence, or vehicles moving in opposite direction, it is necessary to compute ego-motion. The ego-motion is obtained by computing vehicle motion from CAN speed, and then map this metrics in pixels onto IPM image. For example, if the vehicle is moving at 30 m/s, it means that at 30 fps it will move 1 m/frame. Then, knowing the amount of pixels per meter in the IPM allows to obtain the motion in pixels on IPM. This information will later on be useful to filter out elements inside the 1D array that have for instance opposite motion.

The tracking module determines the motion of object on the road, mainly on IPM image. After the mean value of each row has been obtained (transform data from 2D into 1D), and the ego-motion is estimated, the tracking is computed on the 1D array. The core of the tracking is the Normalize Cross Correlation (NCC). NCC is used to match two one dimensional signal: current frame with previous frame.

The validation set consists of 49 video sequences for the left camera and 73 for the right camera. These videos have labelled vehicles on the image plane (2D bounding boxes). These labels are used as ground truth, by assuming that the bottom part of the bounding box gives indirectly the distance of the object. Therefore, ground truth objects that are closer than 15 meters are considered for validation purposes.

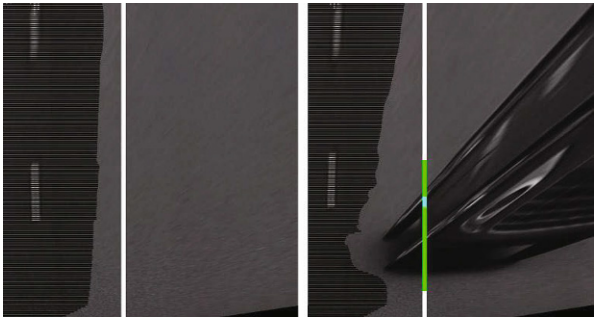


Figure 9: Two examples of horizontal mean values, in the left there is no vehicle on the adjacent lane, while on the right there is a vehicle. One can observe that the mean horizontal values without vehicle is almost uniform, which does not hap

Validaton shown that 91% of the time the output is the expected, while 9% of the times an existing object is missed. Obviously these results are not sufficient for any safety relevant application. The reason for such amount of miss cases is due to:

- entering objects in the FOV while being overtaken, which require some frames to be properly tracked and stabilized. These cases should be less critical, because the driver is aware of target vehicles that are being overtaken.
- missing intermediate labels.
- having restrictive criteria in the validation script, i.e. vehicles are validated up to 15 meters behind ego vehicle. Remember that BSD area according to ISO is recommended up to 6 meters.
  The Blind Spot still helps detect targets which might not be detected by the vehicle classifier.

Figure 10: Target on next lane and BSD overlay

3.4 Lane Recognition (LR)

The ADASENS Lane Recognition (LR) is a multi-purpose lane and line marking detection component based on (8) (9) (10), which can easily be integrated and support applications like Lane Departure Warning, Heading Control, Traffic Jam Assist, Predictive Bending Light or Side Collision Warning.

Lane Marking Extraction searches for potential marking candidates in the given image in respect to the specified dynamic contrast. Within a bottom to top line-by-line processing, peak Sobel responses (local maximum) in each line indicate potential lane marking candidates (for left or right side). The clever preselection limits the number of candidates in case of heavy response (search area, line marking width, dark-bright-dark transition, line marking direction). We also check marker homogeneity and that the direction of left and right side edge of the line marking is similar. We transform a list of lane marking candidates from image coordinate system to the world coordinate system of the vehicle which are later merged to marking segments.

Initialization, prediction and update of tracks (a track consists of a history and a Kalman Filter tracking model) are based on a global optimization strategy. Segment to track assignment uses similarity features like line marking width, marking offset and slope, and dashed line prediction which are weighted depending on the situation (day / night, highway / countryside, marker type, ambiguous assignment). Segment to track assignment features smart removal of competing and overlapping segments, see Figure 11. Segment outliers are removed.

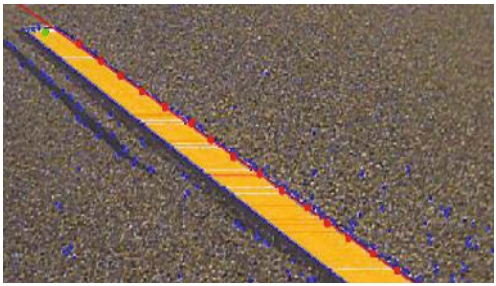


Figure 11: Detected line markings (blue), segments (orange) and marking observation (red)

Marker type classification (solid or dashed line marking) includes dash length and gap length estimation in order to predict the position of the next dashed segment in front of the vehicle. Ongoing lane change is detected and applied to the neighbour lane decision and tracks.

The key features of the module are:

- High availability in all kind of scenarios and conditions with full speed range (0-250 km/h) and support for highway, countryside and city roads
- Robust lane detection in critical scenarios like destructed lane markings, tar splices, vehicle light reflections on wet roads at night etc.
- Classification of the lane marker type (Solid, Dashed including dash marking gap and length)
- Multi hypothesis tracking (7 single line tracking model instances) and multi model neighbor lane decision including
- Tracking of all lane markings in multi-marker situations (i.e. Double Solid Lines, Japanese Tripe Marker)
- Automatic fine calibration of all 3 camera rotation angles in order to quickly adapt to new vehicle load situations, see Figure **13**.

Figure 12: Next lane with detected marking on both sides

Figure 13: Result of the online calibration by lane recognition: horizon and vanishing point

3.5 Safe Space Overlays (based on Lane Recognition)

The Warning State Machine, as latest designed by the authors, combines the frame-wise results from the vehicle tracking in the SCW (TTC value of relevant objects) with the BSD (flag if any target is present in the danger area), checked against the detected lane markings. The warning state machine specifies one of the three states: green (no target, Figure **14**), yellow (incoming vehicle, Figure **15**) and red (target in danger area Figure **16**). If there is any mismatch between the SCW and BSD modules or when detection took place non-overlapping areas of each of the detector, the state machine considers the worst case signal. The user can specify the danger areas which are matched against the detected lane.

Figure 14: Safe state, no target in sight

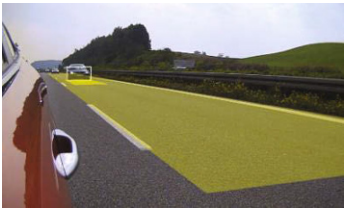


Figure 15: Warning state: Target in warning area approaching Ego vehicle

Figure 16: Danger state: Target in danger area, additionally approaching Ego vehicle.

4 Estimation of Camera Extrinsic Parameters

The ADASENS Estimation of camera extrinsic parameters is also called Automatic Online Calibration (AOC). Its purpose is to adapt algorithms to different vehicle loads caused by the cargo or a different amount of passengers. Further, during the vehicle's lifetime changes occur that influence the rotation and translation of the camera (i.e. temperature changes, material defatigation). The transition from vehicle to camera coordinate system is described by translation vector and rotation matrix. In the Figures below it can be observed the effect of a deflection in each axis. Any estimation of distances or trajectories based on miss-calibration provides erroneous results.

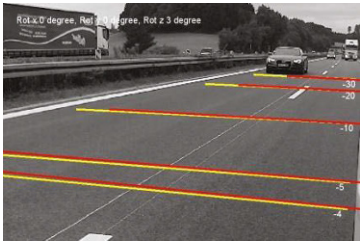


Figure 17: Projection with correct calibration and with deflection on the Z axis of +3°

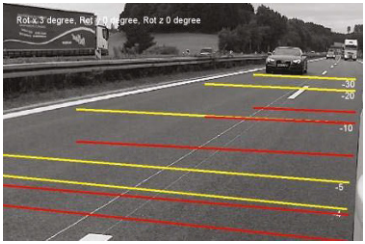


Figure 18 Projection with correct calibration and with deflection on the X axis of +3°

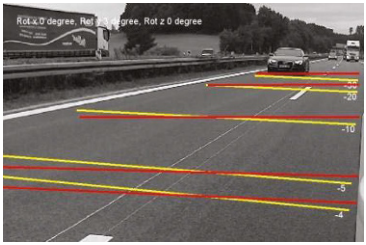


Figure 19 Projection with correct calibration and with deflection on the Y axis of +3°

This algorithm is intended to continuously estimate the rotation and translation of a camera. It is based on (11) and (12). The rotation is presented by three angles (roll, pitch and yaw) while the translation by three positions. The algorithm employs the Focus of Expansion or sparse VSLAM (Visual Simultaneous Localization and Mapping) technique to estimate the representation angles. As input, consecutive frames from a monocular camera and CAN data is needed as well as a rough and initial estimation of the camera extrinsics. Assuming a straight movement of the car (yaw rate close to 0), the direction of movement is the x-axis of the VCS. We estimate a part of the camera rotation by means of the focus of expansion (FOE). This is the point in the image where all flow vectors meet (assuming a straight movement of the car) and encodes the direction of movement.

5 Camera Soil and Blockage Detection

The ADASENS camera-based Soil Detection automatically detects soil and obstructions caused by all kind of sources. It is based on (13) (14). Each frame is divided into a grid of cells while image quality metrics such as sharpness, saturation etc. are computed. Based on these features, a Machine Learning algorithm learns to detect and classify them into different obstructions, see Figure 20. With respect to the type of obstruction, a cleaning system can be activated. High reliability is obtained by integration a temporal filtering and a hysteresis to remove the possibility of rapid state changes. The evaluation of the algorithm was undertaken on the cell level and on the frame level using various soil sources and proved with very good results.

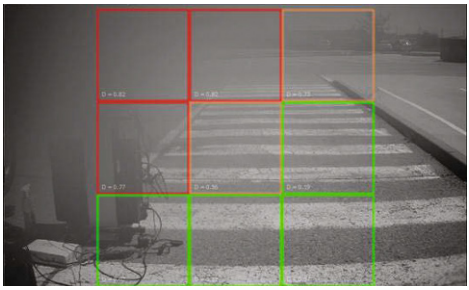


Figure 20 Images are divided into a grid of cells while each cell is classified clean or dirty. A probability specifies the dirtiness.

6 Conclusions

In this paper we propose a Lane Change System for Commercial Vehicles based on the following functionalities: Blind-Spot Assist based on inverse perspective mapping, Vehicle Detection based on Machine Learning techniques and a Lane Departure Warning System based on 3D Computer Vision. The Warning State Machine, Automatic Online Calibration and the Soil Detection add robustness to the system. Generally, the Vehicle Detection and the 3D parameter estimation go up to 75 m and 90 km/h relative velocity. Together with the reliable lane detection, the system covers most relevant lane changes scenarios.

The main limit of the system at this time is that there is no detection possible during night. Alternative techniques could be employed to detect vehicles and warn when they are near or approaching. We estimate that, without city illumination, the lane detection at night would not be providing sufficiently accurate results to be merged with the 3D parameters of the detected vehicles. In this case, warnings would be provided independent of the lane.

Additionally to the detection in conditions with poor illumination, future work will deal with occlusion handling, together with the treatment of vehicles only partially visible in the image, e.g. when ego vehicle overtakes a possible target. In this case, we would employ a general wheel classifier trained on all vehicles independent of type.

References

1. **Ficosa.** [Online] 4. August 2017. https://www.ficosa.com/products/industrial-vehicles/adas/.

2. *A Decision-Theoretic Generalization of On-Line Learning and an Application to Boosting.* **Yoav Freund, Robert E Schapire.** 1, s.l. : Journal of Computer and System Sciences, 1995, Bd. 55. ISSN 0022-0000.

3. **Alexander Jilg, Noel Trujillo - Adasens Automotive Gmbh.** *Bildbasierte Objekterkennungstechnik.* 2016.

4. *Tan X., Triggs B. Enhanced local texture feature sets for face recognition under difficult lighting conditions.* **Tan X., Triggs B.** s.l. : IEEE Trans. Image Process. , 2010, Bd. 19.

5. **Bierman, G.J.** *Factorization methods for discrete sequential estimation.* s.l. : Mathematics in science and engineering series. Academic Press, New York, San Francisco, London, 1977.

6. *Distance determination for an automobile environment using Inverse Perspective Mapping in OpenCV.* **S.Tuohy, D.O'Cualain, E. Jones, M.Glavin.** s.l. : ISCC, 2010.

7. *Inverse perspective mapping simplifies optical flow computation and obstacle detection.* **Bohrer, Hanspeter A. MallotH. H. BülthoffJ. J. LittleS.** 3, s.l. : Biological Cybernetics, 1991, Volume 64, Issue 3, pp 177–185, Bd. 64.

8. *Real time detection of lane markers in urban streets.* **Aly, Mohamed.** s.l. : Intelligent Vehicles Symposium, IEEE, 2008.

9. *A stereovision-based probabilistic lane tracker for difficult road scenarios.* **Radu Danescu, Sergiu Nedevschi, Marc-Michael Meinecke, Thanh-Binh To.** s.l. : Intelligent Vehicles Symposium, IEEE, 2008.

10. *High Speed Lane Recognition under Complex Road Conditions.* **Gong, Jianwei, et al.** s.l. : Intelligent Vehicles Symposium, IEEE, 2008.

11. *Robot Hand-Eye Calibration Using Structure-from-Motion.* **Nicolas Andreff, Radu Horaud, Bernard Espiau.** 3, s.l. : International Journal of Robotics Research, 2001, Bd. 20.

12. *An automatic online camera calibration system for vehicular applications.* **Kun Zhao, Uri Iurgel, Mirko Meuter, Josef Pauli.** s.l. : IEEE International Conference on Intelligent Transportation Systems, 2014.

13. *Learning Depth from Single Monocular Images.* **Ashutosh Saxena, Sung H. Chung, Andrew Y. Ng.** s.l. : NIPS'05 Proceedings of the 18th International Conference on Neural Information Processing Systems , 2005.

14. *Detection of scene obstructions and persistent view changes in transportation camera systems* . **Raghavan, Ajay, Price, Robert und Liu, Juan.** s.l. : 15th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, 2012.

15. Ficosa . *CMS Camera Monitoring System.* [Online] 4. August 2017. https://www.ficosa.com/multimedia/images/products/ficosa-cms-camera-monitoring-system/.

Simulation-based investigation of active trailer stabilization for use in utility trailers

Daniel Andre Czeschner[1], Ronnie Dessort[2]

[1] AL-KO Alois Kober GmbH, Ichenhauserstrasse 14, 89359 Kötz
daniel.czeschner@alko-tech.com
[2] TESIS DYNAware Technische Simulation Dynamischer Systeme GmbH,
Baierbrunnerstrasse 23, 81379 Munich
ronnie.dessort@tesis.de

Abstract. In contrast to caravans, utility trailers have a high variability in geometry and weight (different loading). This is a major challenge in the development of a system for active stabilization if the trailer starts snaking. For this task, simulation is a very useful tool. The article first describes the step-by-step process of the targeted selection of trailers for the following simulations by using theoretical considerations based on the single-track model. Subsequently, the performance evaluation, carried out by means of dynamic simulations in the framework DYNA4, is explained. The study also includes a sensitivity analysis in order to identify dominant influencing parameters. Finally, some selected simulation results are presented.

Keywords: vehicle dynamics simulation, trailer stabilization, pendulum vibration, utility trailer, sensitivity analysis

1 Introduction

An increasing speed of car-trailer combinations may result in pendulum oscillations (so-called snaking), i.e. oscillations of the trailer around the coupling point. This can be triggered by a steering action or an external force, e.g. gust of wind on trailers with a large side attack area. The tires provide a self-aligning and damping torque [1]. If this oscillation does not decay, the system has reached its critical speed v_k. If the car-trailer combination is commuting at supercritical speed (see Figure 1), the situation is usually uncontrollable for the driver, as the trailer keeps rocking up and ultimately serious accidents can result.

Al-Ko already developed the Al-Ko Trailer Control (ATC) in 2006, which senses the lateral acceleration on the axle and actuates the Bowden cables depending on defined amplitude thresholds. By aimed slowing down the trailer, the system is stretched again and the speed is lowered below v_k. The oscillation amplitudes decay immediately, as shown in Figure 2, and the car-trailer combination is stable again.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_5

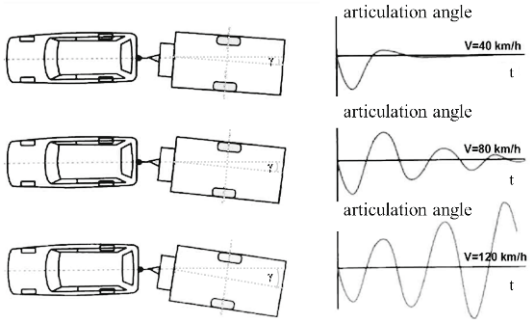


Fig. 1. Time course of the pendulum oscillation at different speeds without ATC intervention

In contrast to the much more complex ESC systems the lateral acceleration is the only input quantity of the ATC. The desired braking force is preset for different weight classes. Additional parameters or sensor signals are not necessary. If the trailer begins to oscillate (e.g. due to crosswind or ruts), the system can trigger faster than the ESC of the towing vehicle due to the detection of the oscillation directly on the trailer axle. If the lateral acceleration has fallen below a defined threshold again, the braking intervention is terminated. The ATC is currently only used in caravans, as there are additional challenges when adapting to utility trailers. On the one hand, there is a very large number of possible design variants, so that the geometric influencing variables scatter strongly. Additionally, in the case of utility trailers, a significantly larger loading delta is to be expected contrary to caravans. In the further development of the ATC for utility trailers, these questions were therefore already worked on in advance virtually via an investigation in cooperation with the TESIS DYNAware GmbH and the simulation framework DYNA4, in order to be able to develop more targeted and save experiments based on these findings.

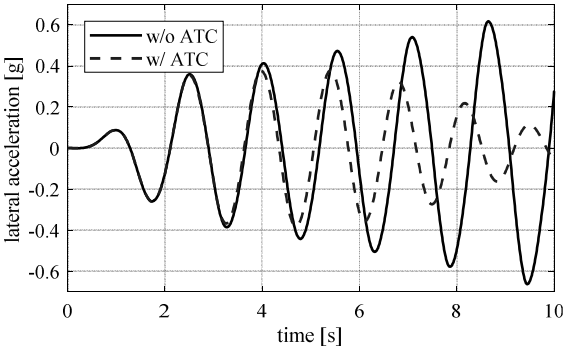


Fig. 2. Lateral acceleration with and without ATC intervention at supercritical speed

2 Challenges in the further development of the ATC for utility trailers

2.1 Variety of construction and variance of geometrical dimensions

Unlike caravans, there is an extremely high variety of variants in utility trailers, both from the chassis geometry as well as possible superstructures and thus also load distributions. These points lead to a different oscillation behavior of the trailer.

2.2 Large loading delta

Caravans have a relatively low loading delta. The customer buys the ATC approved for its weight range, where a fixed operating force is applied so that the wheels do not overbrake (i.e., the wheel does not lock and loses its cornering force). Since the actual friction coefficient is not known, the design is carried out with $\mu = 0.3$. This corresponds to a very wet to snow covered road. In simulations it has been shown that at lower traction a pendulum process at critical speed immediately merges into a transverse motion and the trailer can no longer be stabilized, regardless of the set operating force

$$F_{actuation_max} = \frac{\mu \cdot m \cdot g}{\rho \cdot \frac{1}{r_{dyn}}} \tag{1}$$

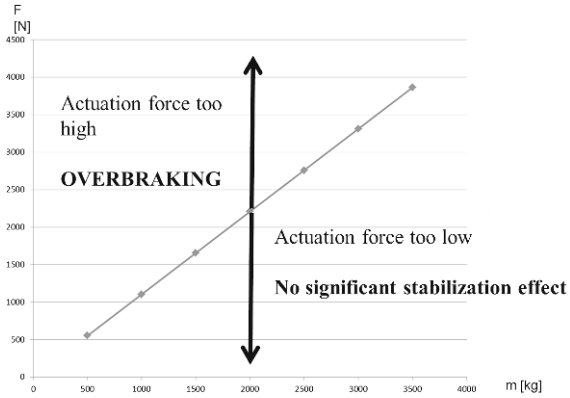


Fig. 3. Maximum permissible actuating force as a function of mass at $\mu = 0.3$

For utility trailers, there is a significantly higher loading delta, which is why a fixed set operating force is no longer effective here. In Figure 3, starting from (1), the maximum permissible actuation force is shown as a function of the trailer mass m. In addition to the friction coefficient μ, the brake characteristic value ρ, the dynamic tire

radius r_{dyn} and the gravitational acceleration g also enter here. If an actuating force is too high, it will lead to overbraking (high critical state), whereas a low actuating force leads to a no longer sufficient stabilizing effect. The permissible deviation from this ideal line considering different trailer geometries has been investigated within the simulations.

3 Preselection of trailer variants for the simulations

In order to select from the multitude of possible trailer variants those that should be considered in the subsequent vehicle dynamics simulation, a stepwise preselection was performed.

3.1 Estimation of self-damping behavior

The simplest modeling of the pendulum oscillation represents the linear trailing model shown in Figure 4, whose system dynamics is given by

$$\left(m_A \cdot (l_D - l_A)^2 + \theta_{Z,A}\right) \ddot{\gamma} + c_{S,A} \frac{(l_D)^2}{v_K} \dot{\gamma} + c_{S,A} \cdot l_D \cdot \gamma = 0 \tag{2}$$

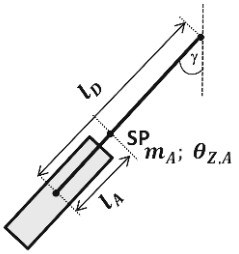


Fig. 4. Linear trailing model

A lateral deflection of the trailer results in a self-alinging and damping torque by the tire [1, 2, 3]. According to [1] the damping factor can be calculated as follows:

$$D = \frac{1}{2 \cdot v_K} \sqrt{\frac{c_{S,A} \cdot {l_D}^3}{\theta_{Z,A} + m_A \cdot {l_D}^2 - m_A \cdot {l_A}^2}} \tag{3}$$

The higher the speed v_K, the lower the damping. A large drawbar length l_D, a low yaw moment of inertia $\theta_{Z,A}$, a low mass m_A, a high cornering stiffness $c_{S,A}$ and a larger center of gravity shift l_A have a positive effect on the attenuation. If the center of gravity is very close to the wheel contact point, the formula can be simplified by set-

ting $l_A = 0$, [2, 3]. The relatively simple model concept, however, does not take into account the coupling of the masses [2], which is why the stability limit is lower in the real system consisting of towing vehicle and trailer [1]. Nevertheless, the calculation according to (3) is well suited for a first comparative assessment of different trailer and can thus be used as the first selection criterion.

3.2 Linear single track model

For further investigations of the selected trailers in ch. 3.1, Al-Ko developed a linear single track model (Figure 5) of a car-trailer combination in Matlab/Simulink. In this model also an ATC intervention can be triggered optionally. To avoid algebraic loops due to the similar velocity vectors in the coupling point of trailer and towing vehicle, the coupling was modeled as a very stiff spring-damper link [4].

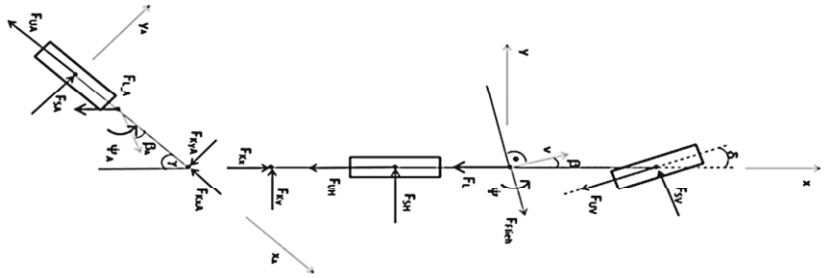


Fig. 5. Linear single track model of a car-trailer combination

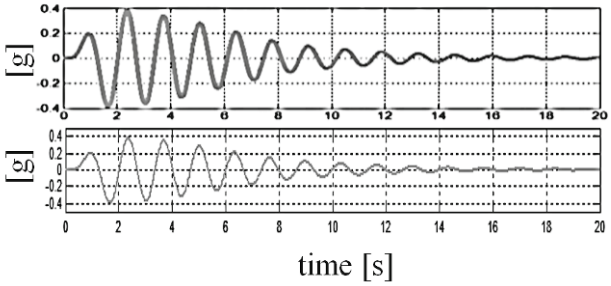


Fig. 6. Comparison of single-track model (top) and multi-body simulation (bottom) for a pendulum oscillation with ATC intervention at maximum amplitudes until 4 m/s².

As it can be seen in Figure 6, the results in this model level of detail fit, at slow pendulum processes, qualitatively good compared with the subsequent multi-body simulations [5]. Due to the linearization, the model is only reliable for slip angles up to 3°

and lateral accelerations up to 4 m/s² [6, 7]. Thus, driving maneuvers with a large first amplitude of the lateral acceleration and larger steering angles can not be depicted. Therefore, lane changes as well as driving situations outside the stable range can not be assessed with this model. A further limitation is the reduction to a single track, so that effects such as wheel load shifting due to rolling motion can not be considered.

3.3 Selected trailer variants

Based on the preselection in ch. 3.1 and 3.2, a total of 11 variants were defined for the complex trailer simulation (Figure 7 shows some variants), which differ greatly in their chassis geometry and in the superstructure and thus also in their oscillation behavior.

Fig. 7. Different trailer variants

For trailers with a loading delta, different loading variants were selected (see Figure 8), which then also have a significantly different yaw inertia and a different center of gravity.

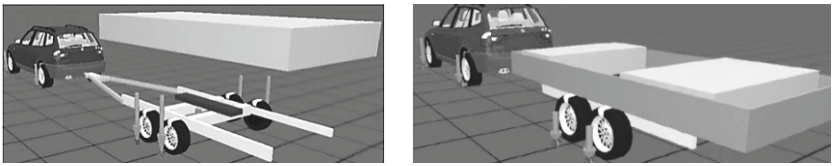


Fig. 8. Two different load variants in the simulation framework DYNA4 (left: abstracted sailboat trailer, right: high loader)

In order to determine the necessary accuracy for the mass estimation, various brake sizes were also used, which have a different brake characteristic ρ.

4 Characteristic rating by vehicle dynamics simulation

In order to identify development priorities and to avoid costly prototype tests, characteristic properties with respect to behavior in critical pendulum situations should be assessed with the help of a complex car-trailer simulation involving the ATC system. For this purpose, models for different trailer configurations must be set up in a virtual test environment, test cases defined and evaluation criteria determined.

4.1 Simulation environment

The simulation software used must provide modularity in the modeling and automated implementation of variational calculations of defined test cases with subsequent result processing and enable the visually supported examination of the system behavior. Using the simulation framework DYNA4 [8], these multi-layered requirements can be resolved. In this way, different characteristics (with regard to physics and system logic) of the electromechanical ATC system can be easily managed and exchanged in the model.

4.2 System modeling

In order to obtain meaningful results, the focus should be generally on the use of a valid overall model. This includes a correct depiction of the system dynamics with appropriate parameterization of the physical properties [9]. In the employed investigations, an SUV-typical data set was used for the towing vehicle. A partially limited data situation can be counteracted, for example, by using the tire model TMeasy [10]. An elementary part, however, is the implementation of a valid model of the electromechanical ATC actuator. In this case, a DC motor model is actuated by a PWM current controller whose power is delivered via the downstream mechanism consisting of gear, spring and Bowden cable to the brake system of the trailer. In addition to the manufacturer's specifications, a component test bench for the identification of electrical parameter values of inductance and resistance was used as data source. This allows a detailed and highly accurate mapping of the temporal force build-up behavior, which is of particular importance in the evaluation of sensitivities of individual system properties.

4.3 Test procedure

The dimension of the test scope is defined by the aforementioned trailer configurations as well as by the environmental conditions, the driving condition and the application of the ATC system. The latter is varied from an abstract angle of view by the amplitude of the brake actuation force resulting from theoretically different variations in mass based on (1). The definition of the driving task initially results from the critical speed according to ISO 9815 as a function of the lateral acceleration level for each trailer. Based on this, two basic maneuvers are defined, which differ in the type or the

temporal extent of the pendulum oscillation. On the one hand, a maneuver was chosen which, when excited with a sinusoidal steering impulse and the associated moderate lateral acceleration level, leads to a slowly rising pendulum motion of the trailer and thus to a tendency for a later stabilization intervention. On the other hand, with a stronger steering pulse, and thus higher lateral acceleration amplitude, a faster braking intervention is provoked. These two driving situations are carried out at (above / below) critical speed. The environmental conditions are characterized by the friction coefficient in the contact between tire and road, which is varied in all test cases in the range of 0.3 to 1.0. Figure 9 shows the system behavior of a particular trailer configuration using the ATC system in the described driving situations and varying road friction coefficient. In particular, reducing the road friction value, effects occur that can lead to a random pendulum motion of the trailer. As a result of the combination of all test parameters, approximately 4000 simulations were finally carried out and evaluated automatically. Scalar scores help analyze the effects of various application parameters. The damping behavior or maximum values of different state variables of the trailer and towing vehicle describing the stabilization performance are decisive here.

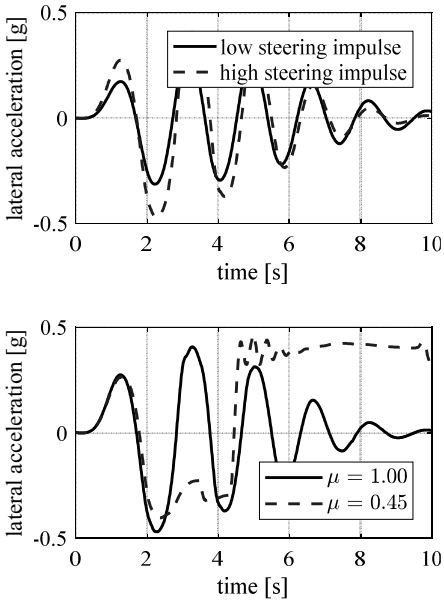


Fig. 9. Effect of different steering amplitudes (first figure) and different friction coefficients with the same trailer configuration and ATC intervention

4.4 Sensitivity analysis

Based on the results of different trailer configurations, the influence of various ATC system parameters on the characteristic values is determined in an extended analysis

process. The parameter space is spanned both by the electromechanical properties such as stationary force and force build-up time as well as the system logic in the form of intervention time and braking time. A selection of the existing test cases, i.e. a combination of driving task and environment condition, is simulated with a particular set of parameter combinations. These are created depending on the choice of the method of the sensitivity measure (e.g. eFAST, Sobol). The goal is to identify dominant effects based on sensitivity measures. This task is also supported automatically by the simulation framework DYNA4. Figure 10 shows the sensitivities of the first order and the main influences as examples for a specific setup. In this case, one recognizes the clear influence of parameter B on the criterion 1, whereas parameter C exerts almost no influence on this evaluation variable. Throughout the entire range of possible setups, development priorities can be identified and the stabilization behavior targeted improved.

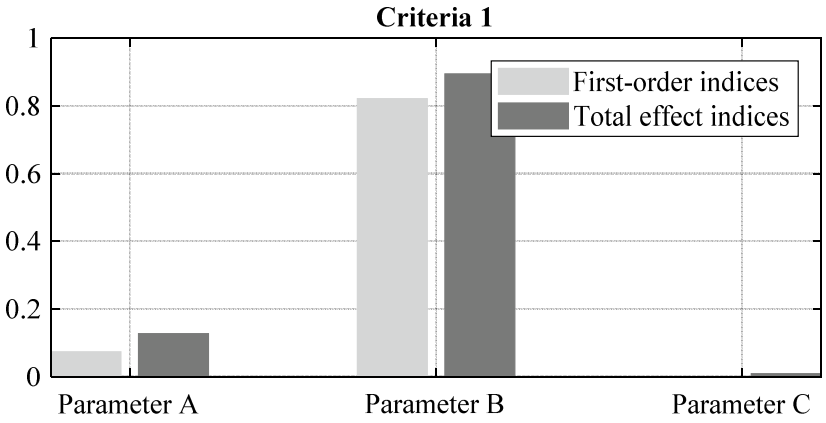


Fig. 10. Sensitivity analysis

5 Exemplary results of the driving dynamics simulation

From the numerous simulations important results for the further development of the ATC could be obtained. As an example, some results of the simulation studies are presented and explained by means of time courses.

For an ATC on utility trailers the sensing of the correct mass to calculate the appropriate operating force via (1) is fundamental. In Figure 11 you can see that the pendulum oscillation decays at ideal operating force (target intervention). However, as the operating force increases further, the amplitudes of the articulation angle increase significantly and the car-trailer combination becomes unstable.

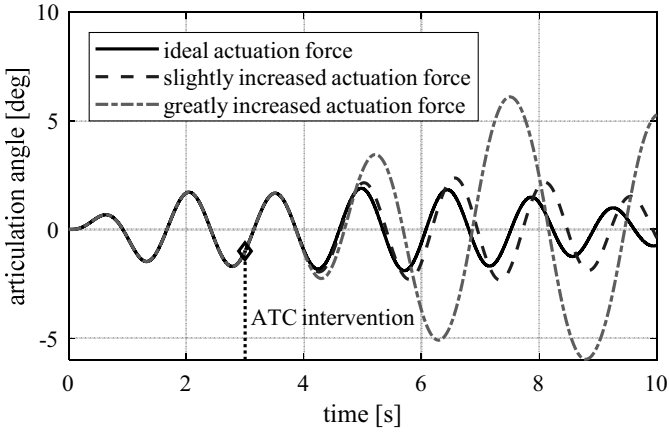


Fig. 11. Articulation angle for different actuation forces
(μ = 0,45; m = 1250kg)

If one looks at the associated lateral accelerations in Figure 12, it can be seen that at the excessive actuation force a significant transverse thrust occurs, since the tire can then not build enough cornering force. By evaluating the simulations over the bandwidth of the selected trailers and loading variants, it was possible to determine the necessary accuracy of the mass determination so that an overbraking situation does not occur.

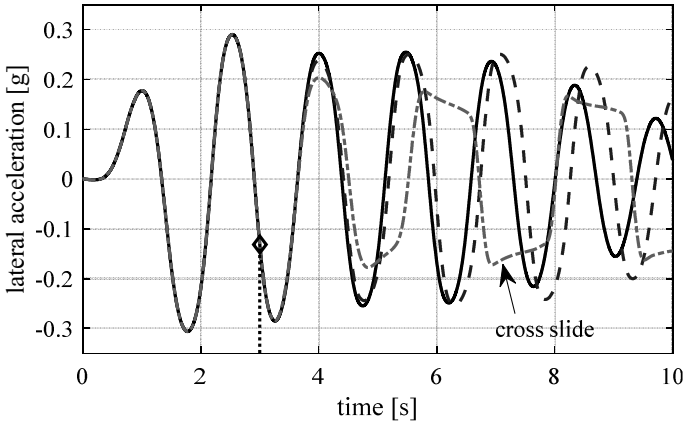


Fig. 12. Transverse movement identified by the lateral acceleration

Another important result of the simulations is the comparison of the up-swing behavior of trailers with identical mass but different geometry. In (3) it can be seen that the internal damping also depends on geometrical parameters. Since the ATC uses lateral

acceleration as an input variable, the goal was to investigate whether the algorithm for detecting a critical oscillation had to be adapted for different trailers.
Figure 13 shows that two trailers, each weighing 3.5 tons, oscillated differently with identical excitation by the towing vehicle. The trailer with the shorter drawbar length swings faster and achieves higher amplitudes than the equally heavy trailer with longer drawbar length. Since the triggering algorithm should work for all utility trailers, it must be adapted according to the findings.

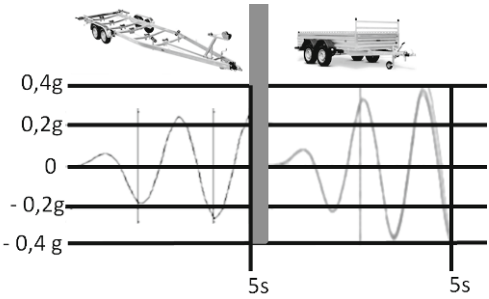


Fig. 13. Comparison of lateral acceleration during up-swing movement of a trailer with long (left) and short (right) drawbar length

6 Conclusion and outlook

Since a wide range of geometries and loading configurations could be studied and many other influencing parameters could be varied, the simulation-based assessment was a valuable tool. Based on the results, it was possible to specify the necessary accuracy for a sensor to determine the trailer mass, so that even at low friction coefficients no overbraking occurs, but a sufficiently high braking force for the stabilization is ensured. Such a sensor is currently under development. The sensitivity analysis also provided approaches for optimizing the existing detection algorithm. Due to the further developments of the ATC, for the first time for utility trailers of up to 3.5 tons, an active trailer stabilization system will be offered which adapts to the current load and thus helps to prevent accidents in critical situations in this segment as well.

References

1. Mitschke, M., Uffelmann, F., Bisimis, E.: Fahrstabilität von Personenkraftwagen mit einachsigen Wohnanhängern, Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, Heft 244, VDI Verlag, Düsseldorf (1978)
2. Ersoy, M., Gies, S.: Fahrwerkhandbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden (2017)
3. Hoffmann, C., Wallentowitz, H. (Hg.): Gespannmanagement durch eine intelligente und aktive Anhängerkupplung, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen (fka), Lippstadt (2007)

4. Florissen, G., Wallentowitz, H. (Hg.):Autonomes anhängerbasiertes elektronisches Bremskonzept zur Steigerung der Fahrsicherheit von PKW-Gespannen, Schriftenreihe Automobiltechnik, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen (fka), Lippstadt (2007)
5. Schaule, J.: Simulationsgestützte Analyse von Optimierungspotentialen zur Gespannstabilisierung, Masterarbeit an der Hochschule Kempten in Kooperation mit der Alois Kober GmbH, Kempten (2017)
6. Grau, M.: Fahrdynamik eines PKW Gespannes, Studienarbeit an der Hochschule Ulm in Kooperation mit der Alois Kober GmbH, Ulm (2013)
7. Schramm, D., Hiller, M., Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, Springer, Heidelberg (2010)
8. https://www.tesis-dynaware.com/
9. Simon, P., Bewersdorff, S., Lehmpfuhl T.: Absicherung und Freigabe der ESC - Gespannstabilisierung für den Weltmarkt: Teamarbeit aus Fahrversuch und HiL – Simulation, SIMVEC - Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung, Baden-Baden (2014)
10. Dessort, R., Chucholowski, C., Rill, G.: Parametrical Approach for Modeling of Tire Forces and Torques in TMeasy 5, 16th Stuttgart International Symposium, Stuttgart (2016)

Behavior-Based Control for Safe and Robust Navigation of an Unimog in Off-Road Environments

Patrick Wolf[1], Thorsten Ropertz[1], Karsten Berns[1], Martin Thul[2], Peter Wetzel[3], and Achim Vogt[3]

[1] Robotics Research Lab, University of Kaiserslautern, 67663 Kaiserslautern, Germany, {patrick.wolf, ropertz, berns}@cs.uni-kl.de
[2] Commercial Vehicle Cluster - Nutzfahrzeug GmbH, 67657 Kaiserslautern, Germany, martin.thul@cvc-suedwest.com
[3] Mercedes-Benz Special Trucks, Daimler AG, 76742 Wörth, Germany, {peter.wetzel, achim.vogt}@daimler.com

Abstract. Autonomously driving vehicles become more and more present in in road traffic, but in cluttered off-road environments the technological challenges for autonomous driving are currently much higher. Nonetheless, commercial vehicles operating autonomously in off-road environments can be easier economically exploited than within on-road scenarios due weaker legal restrictions. The project *Driving of Commercial Vehicles in Off-Road Environments on the Example of the Unimog* develops control concepts for a safe and robust navigation of commercial vehicles focusing on low speed locomotion in unstructured environments as construction sites, agricultural applications, forest, or search and rescue areas. Thereby, a stepwise automation is emphasized starting with driver-action recommendations in form of assistance systems evolving to fully autonomous solutions. This paper presents the behavior-based control architecture REACTiON tailored to the described scenarios and challenges. It provides standardized interfaces for different abstraction levels of control and perception. The architecture is applied to an Unimog special truck. Therefore a reactive low level safety system, differential, gear, and tire-pressure controllers, tailored to the vehicle, are implemented and tested in a simulation environment.

Keywords: Behavior-based Control, Robotics, Off-Road Navigation, Control Architectures, Gear Control, Differential Control, Tire Pressure Control

1 Introduction

Autonomous vehicles have an increasing impact on today's society. Self-driving cars within urban environments and on-road scenarios become more reliable and safer. Major car manufactures are developing solutions for autonomous cars and want to deploy them on market. But self-driving vehicles have to satisfy complex certification processes for software, and mechanism for safety guarantees like formal verification have to be developed for everyday operation within public areas [1], [2].

In contrast, technological challenges for driving off-road within cluttered or unstructured environments are much higher. Here, the development of robust autonomous systems remains mostly unsolved and many research activities focus on this problem.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_6

Nonetheless, it is of high interest for commercial vehicle applications to operate autonomously off-road, as within construction sides, farming scenarios, or search and rescue environments. Moreover, legal challenges for driving off-road are less strict unlike on-road applications. Therefore, self-driving or self-operating vehicle solutions can be early deployed within products and therefore earlier economically exploited [3]. A project with focus on the described benefits of off-road navigation of commercial vehicles is the Commercial Vehicle Cluster Nutzfahrzeug GmbH (CVC) lead project *Autonomous Driving of Commercial Vehicles in Off-Road Environments on the Example of the Unimog* financed by the European Union from *European Regional Development Fund* (ERDF/EFRE) and the CVC. The aim of this project is the development of control and perception concepts for complex commercial vehicles. Hereby, a focus is the safe and robust navigation within cluttered and unstructured environments. Based on research results, recommendations for actions are provided for assistance systems, and the autonomous control of innovative and intelligent vehicles.

The paper is organized as follows: Section 2 features related work on safe and robust off-road navigation of commercial vehicles. The Unimog special truck and its features are described in Section 3. The integrated Behavior-Based Control architecture is introduced in Section 4. In Section 5, the architecture for *Robust bEhAvior-based ConTrol for Off-road Navigation* (REACTiON) is introduced and discussed in detail. Hereby, safety behaviors, differential lock systems, gear shifting strategies, and tire pressure control for a maximum traction in off-road environments applied to the architecture in Section 6. A simulation evaluation of control and perception concepts is presented in Section 7. Finally, Section 8 summarizes and discussed results and provides future work.

2 Related Work

There are various research activities in the field of autonomous navigation of heavy commercial vehicles in off-road scenarios. In the following, navigation approaches for off-road vehicles and their architectural designs are focused.

The Oshkosh TerraMax truck finished the DARPA Grand Challenge desert race in 2006 [4], [5]. Its control system is organized in three main units: a real-time path planner, obstacle detection system, and behavior management. Steering, throttle, break, and transmission are controlled with respect to the path planner's derived trajectory. Hereby, steering and velocity commands depend on trajectory errors as well as the vehicle's dynamics. The robot adapts reactively to dynamic limits, obstacles, road edges and the terrain following a behavior-based low level approach.

An approach for construction truck control within mining and highway applications was presented by the authors of [6]. A model predictive lateral controller for a Scania G480 construction truck is described and was tested for different tracks and motion speeds. The system's architecture focuses on motion planning and motion control using filtering approaches and hierarchical state machines to execute high level plans. A global navigator and a local path planner are used for hierarchical navigation.

Another approach for autonomous off-road navigation in unstructured environments targets surveillance missions of an URO VAMTAC S3 vehicle [7]. The system is de-

composed into low-level and high-level planning units and uses pathway detection to follow pre-defined way points.

The MuCAR-3 architecture demonstrated promising results for off-road navigation [8]. It consists of a perception, planning, and control system. The perception provides static, dynamic obstacles and an egomotion estimation, while the planner uses a state machine for path and velocity planning. It retrieves additional input from a localization unit. A controller executes the motion plans.

The StrAsRob project considers automated driving within cooperated guidance applications on the example of a HX58 TULF military truck [9]. A focus is a combined architecture for human machine cooperation where all cooperation partner provide information for better navigation decisions and safety interaction. Another focus are safety aspects for regulatory affairs implementing different autonomy modes and their transition behavior during human interaction.

3 Unimog - A vehicle with extreme off-road mobility

The demonstrator vehicle of the CVC project is an Unimog U5023 special truck manufactured by Daimler AG in Wörth, Germany. It is especially suited for the project's aims due to its extreme off-road mobility which allows to access areas restricted to other autonomous systems. Therefore, new challenges emerge since algorithms and solutions of state of the art robotics have been tested mainly in less extreme environments which are not restricted to the U5023. Additionally, research results can be easily transferred to other commercial vehicles which operate in more moderate terrains.

The Unimog is a versatile, multipurpose vehicle which possess many degrees of freedom, as differential locks, gears, or tire-pressure. The U5023 operates in rear wheel drive (RWD), all wheel drive (AWD), rear axis locked (RAL), or all axes locked (AAL) differential mode. Additionally, eight forward, six rear gears are available. Respectively, a working gear group provides eight additional forward and backward gears. This allows to setup the optimum torque for optimum traction during a rough off-road navigation. Also, tire pressure control is available. There are four different predefined modes which are highway, sand, cross-country, and emergency.

Beside those actively controllable degrees of freedom, there exist additional passive properties. The vehicle's frame can diagonally bended up to 60 cm and axle articulation is available up to 30°. Portal axes enable a high ground clearance of up to 50 cm and a low center of gravity. The Unimog performs water transits up to 120 cm water depth and climbs slopes of 45°. It has embankment angles of 44° front and 51° rear, as well as a ramp angle of 30° and tilt angle of 38°. The U5023 has a length of 6 m, width of 2.48 m and a height of 2.818 m [10].

4 Integrated Behavior-Based Control Architecture

Since their invention in the 1980s, behavior-based systems (BBS) and architectures have shown to offer many advantages compared to the classic usually monolithic control approaches. By decomposing complex actions into smaller rather simple behaviors, the system robustness and the development efficiency is increased. The modular nature

supports reuse and allows for designing, implementing and testing individual behaviors separately before integrating them into the complex overall system.

The integrated Behavior-Based Control (iB2C) architecture has been developed at the Robotics Research Lab at the University of Kaiserslautern [11], [12]. iB2C networks consist basically of three types of behavior nodes sharing a common interface: each behavior can be stimulated and inhibited by other behaviors to adjust its relevance. The combination of stimulation and inhibition forms the activation which limits the behavior's activity. The activity resembles the behaviors actual relevance in the current system state. In addition, behaviors provide their contentment with the current system state via the target rating output. Arbitrary sensor and control data is provided to the behavior's specialized interface via its input vector, while processed control and sensor data is exported via the output vector.

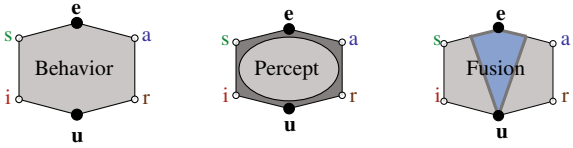


Fig. 1: Basic behavior nodes of the iB2C architecture [12].

The generic standard behavior (Fig. 1) is defined by two functions $B = (f_a, F)$, namely the activity function which calculates the target rating $r = f_a$ and defines the activity $a = \min(s \cdot (1-i), f_a)$ and the transfer function F, which defines the output $u = F(e)$. It is used for implementing arbitrary control and planning tasks. For performing sensory and perception tasks, the percept behavior (Fig. 1) can be used. It is defined by the triple $P = (f_a, f_{p_u}, F)$ consisting of the activity function f_a, the quality transfer function f_{p_u}, and the transfer function F. While the activity function and transfer function are defined similarly to the generic standard behavior, the additional quality transfer function allows for a separate handling of quality information concerning the sensor and perception data.

Since multiple behaviors provide control and sensors information, competing nodes have to be coordinated. Arbitration is performed by the fusion behaviors (Fig. 1). They provide the same common interface as other behaviors, but have fixed activity and transfer functions. There exist different fusion behaviors, which all fuse the outputs of the connected behaviors by exploiting their activity, or respectively for percepts quality information. The maximum fusion behavior implements the *winner takes all* principle and forwards the data of the connected behavior with the highest activity value, or best data quality. The weighted average fusion weights the outputs of the connected behaviors according to their activity.

Additionally, iB2C offers mechanisms for component encapsulation (groups and layers) since BBS have a tendency to grow fast in the number of interacting components. Accordingly, systems with a high amount of units are hard to control since each node may interact with the overall system. Behavior groups and layers share the com-

mon interface of standard behaviors but contain and hide a set of modules. A group offers strict encapsulation and appears as single node to other components. In contrast, a layer provides an interface to internal modules. Inputs $e = (e_B, a_B, r_B)$ and outputs $u = (u_B, a_B, r_B)$ corresponds to respective common and specialized interfaces of a behavior B. Therefore, layers define semantical interfaces for network composition. They hide parts of the network but allow nonetheless access to a limited number of encapsulated behaviors.

5 Robust Behavior-Based Control for Off-Road Navigation

The bahavior-based architecture for *Robust bEhAvior-based ConTrol for Off-road Navigation* (REACTiON) focuses on a safe and robust navigation within highly unstructured environments. It is assumed that a system travels with slow velocity due to versatile and challenging environmental conditions and complex tasks. Due to the diversity of commercial vehicles, their mounted implements and varying fields of activity, a modular and extensible system architecture with clearly defined interfaces is suggested. An overview of the architecture is shown in Fig. 2.

REACTiON follows an action-oriented design for control tasks and perception-oriented design for sensor processing and perceiving the environment [13]. Data exchange is managed through virtual sensors to enable the application of both design schemes [14]. It consists of an hardware abstraction layer, a fail-safe system, perception network, reactive control and planning units, a knowledge database and a graphical user interface.

Hardware Abstraction The hardware abstraction layer encapsulates the hardware access and driver management. It provides an interface to the control software, where either a simulation engine and or real hardware can be accessed. Through a careful design of a common interface, the robot's software needs no further adaptations as long as

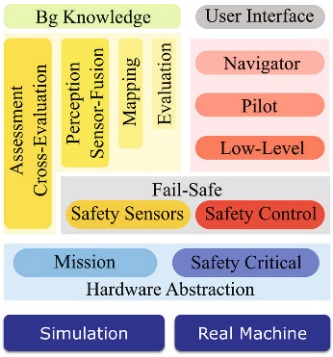


Fig. 2: Behavior-based architecture REACTiON for robust commercial vehicle control and perception in unstructured environments for slower locomotion speeds.

the simulation provides qualitatively similar data concerning algorithms and hardware aspects.

In general, hardware abstraction is separated into safety critical and mission hardware. Safety related hardware provides a minimalistic, robust hardware, with a corresponding software stack. This includes emergency stop systems, velocity and steering commands, breaks, safety laser scanners, redundant control computers. The aim is a detection of critical errors in hardware and control software. For instance operating system crashes, or power failures enable fall-back systems to automatically transfer the machine into a safe state. Therefore, the overall probability of the system to cause fatal damage to environment or robot is reduced. Additionally, software and hardware can be safety certificated due to the low complexity.

In contrast, mission hardware comprises systems which are required to fulfill a task. Usually, they are complexer and cannot be formally proven to operate correctly. It is also likely that they are affected by errors and disturbances. For instance a camera image can easily suffer from exposure or changing light conditions which influences the robot's control negatively. Splitting the systems enables a safe operation.

Fail Safe The fail-safe control system interacts with safety relevant hardware and transmits control data of the mission software to the hardware abstraction. It provides a reactive minimalistic safety implementation. Hereby, four safety laser sensors cover blind spots and create safety zones around the vehicle. They implement virtual bumpers and react on unintended objects entering critical working zones. Fig. 3 provides an example for the U5023's safety areas including a highly reactive behavior network.

Unsafe system states are detected and the system reacts correspondingly. For instance a pedestrian entering a blind spot of the vehicle causes a full stop of the U5023. Due to safety considerations, the default system state is unsafe. The reactive safety behavior network contains a virtual bumper percept for each mounted laser scanner combined by a maximum fusion. The fusion determines the highest bumper activity and respectively suppresses the safe state. Additional safety checks include a comparison of desired and actual control values to a threshold, where successive threshold violations

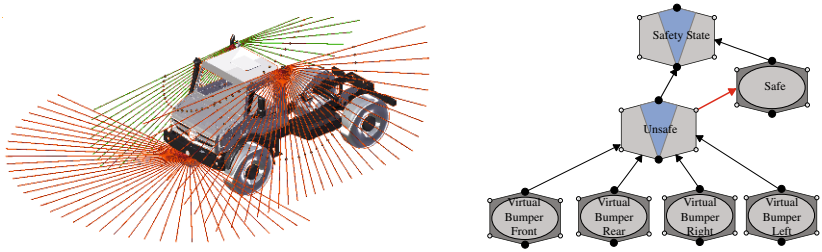


Fig. 3: Safety concept for Unimog. Laser range finders act as virtual bumpers and cover blind spots of the mission sensors. The vehicle control enforces a safe operating state when unintended objects enter the safety zones.

disable the safe system state. Similar to the safety critical hardware, the fail safe component contains a small and robust perception and control system which can be formally verified. Limited sensor and control access makes the system insusceptible to errors. The fail-safe layer also monitors higher level and mission control software by heartbeat signals and reacts to system failures.

Perception The perception is structured into the behavior layers *Assessment*, *Perception*, *Mapping*, *Evaluation*, and *Bg Knowledge*. First, data is processed bottom up from the hardware abstraction. Hereby, the data quality of each sensor system is evaluated using single evaluation or exploiting multi-sensor cross-evaluation. The system exploits readings for disturbances and error detection which frequently occur in off-road environments, as GNSS shadows, wheel slip, or faulty image exposure.

After a complete quality assessment, quality evaluated data are fused into higher-level information. Examples are localization data as the robot's pose, velocities, curvature, and heading rate. Hereby, the perception considers uncertainties to adapt to changing environmental conditions [12].

Higher-level information is forwarded to a mapping layer which aggregates information from single and multisensory fusion. Additionally, maps act as short term memories for sensor data and can be evaluated for obstacle detection, traversability analysis, surface normals, and other ground properties. They provide a common data structure for data exchange which increases the extensibility of the system and decouples perception and control design.

All perception layers incorporate background knowledge as OpenStreetMap data which can be used for path planning or error evaluation [15].

Control The controller of the vehicle consist of an *User Interface*, *Navigator*, *Pilot* and *Low Level Control*. In contrast to the perception system, data is decomposed top-down. The user interface selects high level targets like a target destination approach or other specific tasks.

High-level tasks are processed by the navigator, which performs global path planning or generates other task related actions, respectively. Planning includes intermediate and final target determinations and a trajectory generation.

The pilot layer performs the provided sub-tasks like approaching a given intermediate/final target or following a given trajectory. To achieve a safe and efficient local navigation, detected pathways and other environmental information are considered for local trajectory adaptation.

Finally, resulting control data like curvature and velocities are provided to a reactive low-level control. It provides mission related safety components as collision avoidance and obstacle evasion. Furthermore, roll-over prevention, break distance estimation, and dynamic limits checks are executed. In contrast to the fail-safe system, the low-level layer incorporates complex sensor information from the perception system. Therefore, sophisticated, reactive behavior is achieved while the fail-safe system provides rudimentary but robust safety features.

6 Applying REACTiON to the U5023

The REACTiON architecture is applied to the Unimog U5023 to demonstrate its characteristics. In the following, the low level control systems for gear, differential lock, and tire pressure control are described and integrated to the overall control system. The U5023's additional degrees of freedom provide an optimum traction control for robust off-road navigation. Through modular design and standardized interfaces, processing units are added straight forward to the system without further adaptation to the already existing standard control. The controllers operate in parallel to the reactive low level system and access the mission hardware interface directly. Therefore, pilot suggest a trajectory while the low level system hides complexity to the upper layers.

The perception system accesses and evaluates the current velocities and curvature which is accessed by control. Additionally, inertial measurement units provide the 3D orientation [12]. Furthermore, a 3D vision system evaluates the surface of the environment and predicts respective normals of the vehicle's frame. Normal and curvature information are used to predict the vehicle's state and dynamics on the current trajectory.

6.1 Gear Control

In literature, approaches for gear shift optimization are described with respect to fuel optimization where relations of engine speed and velocity are derived under the consideration of vehicle dynamics [16]. Complex modeling and optimization is required to derive system models and control states. In contrast, a gear shift system optimizing multiple objectives [17] can be easily designed using multiple behaviors (Fig. 4).

The *RPM* (Rounds Per Minute) and *RPM Gear* behaviors are strongly focused on the U5023's engine torque curve. The maximum torque is reached for engine speeds of 1200 to 1600 RPM while down shifts generate usually higher torques. Additionally, constant high RPM values of 2300 and higher should be avoided due to fuel consumption, danger of damaging the engine, and no additional torque gain [18]. Therefore, the U5023's optimum RPM is set to 1600 while the respective gear is selected considering the torque curve and velocity. Driving slightly above the optimal engine speed range has several benefits in rough environments. First, there is a RPM reserve to prevent

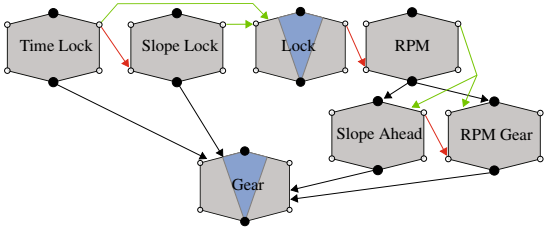


Fig. 4: Behavior-based gear control considering the environment, engine speed and shifting times.

additional gear shifts which result in short traction losses. Also forces or loads due to uneven terrain can be compensated without shifting.

The *Time Lock* behavior considers the traction loss during shifting by preventing shifts with a high frequency. The current gear is locked for a fixed duration. Additionally, the *RPM* module is suppressed so it cannot become active and trigger a gear change within the fusion module. This improves traction duration and reduces the gear changes.

Beside engine speed and time constrains, the environment determines whether to shift or not. Therefore, the current orientation of the vehicle as well as the future environmental conditions on the current trajectory are considered for shifting leading to a reactive but also predictive system behavior. The *Slope Ahead* behavior processes the suggested gear from *RPM* considering the future shape of the environment. Positive and negative slopes are detected using the surface normals provided by the perception. In case of a slope, the behavior gets active and suppresses *RPM Gear*. It commands a lower gear with respect to the given inclination and expected RPM drop under load. Therefore, no gear change is required uphill while the lower gear acts as engine break downhill.

It is essential for a heavy truck as the U5023 that the clutch is never opened within a steeper slope since traction loss will cause uncontrollable slips. Therefore, the *Slope Lock* behavior monitors the current pitch angle and prevents any gear shift in slopes by suppressing all gear shifting behaviors.

6.2 Differential Lock Control

The U5023 consists of four different differential lock modes (RWD, AWD, RAL, AAL) to overcome wheel slippage within complex, cluttered environments. Similar to the previously presented gear controller, a low-level behavior network enables a modular, adaptive, and predictive differential control [19] as it can be seen in Fig. 5.

Percept behaviors *FL Slip*, *FR Slip*, *RL Slip*, *RR Slip* provide information about wheel slippage [20]. Fusion behaviors denote whether there exist slip on the front (*Front Slip*), rear (*Rear Slip*), or on both axis simultaneously (*Dual Slip*). Additionally, *Slip* indicates that at least one wheel is affected from slip. The respective fusion meta information is used for arbitration of locking behaviors. The default lock mode of the system is *RWD*. If there is slippage with in the system, *Differ. Lock* suppresses the default mode

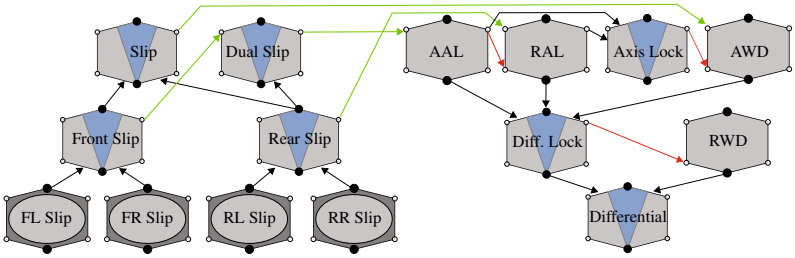


Fig. 5: Behavior-based slippage detection and differential lock control.

and provides a different lock mode via the *Differential* fusion to the output. *AWD* is active during smaller slips on any wheel. For increased slip values on the rear axis *RAL* is stimulated while dual slip activates *AAL*. Respectively, *AAL* suppresses *RAL* which again suppresses *AWD* via *Axis Lock*.

Additional criteria for setting differential locks are time, inclination and steering, which are evaluated in parallel to the lock controller following the scheme provided in Fig. 4. Therefore, *Time* prevents high frequency differential lock mode switches. A reactive inclination detection *Slope* enables *AAL* to prevent sudden wheel slips and traction loss within slopes. A *Steering* behavior gets active during navigating within curves while AAL is set. It switches constantly between AAL and RAL to prevent damage to the differentials. Such behavior can be also observed at human drivers. Additionally, rough surfaces can be detected and wheel slippage predicted for surface normal changes on the planned trajectory. Therefore, a lock mode can be set up in advance to prevent future wheel slip.

6.3 Tire Pressure Control

The U5023's tire pressure can be adapted to provide more traction in rough environments. A tire pressure controller can be implemented straight forward using the outputs of the differential lock and perception system. Lower tire pressures may be activated during slow locomotions. Faster velocities require a minimum pressure to prevent wheel damage. In the case that the perception detects still stand while the differential systems detects dual slip with active AAL, the tire pressure can be successively reduced until the vehicle regains traction or the preset tire mode *Emergency* is reached. Since inflating and deflating takes several minutes, the time constrains are respectively larger than for the other systems. If U5023 cannot free itself using tire pressure, gears, and differentials, the navigation strategy is changed, and other techniques as rocking free are activated and applied.

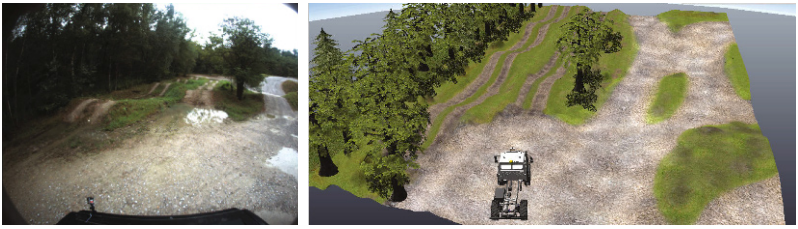
7 Experiments

The presented approaches for gear, differential, and tire-pressure control were tested within a simulation environment to safely validate the U5023's behavior.

Implementation The system has been implemented using Finroc, a convenient C++ and Java robot control framework. Finroc offers a high modularity, real-time capabilities, locks-free and and zero-copy implementations [21].

Simulation V-Rep (virtual robotic experimentation platform) was used for the simulation tests. It is a versatile, multipurpose simulation engine which supports C++, Python, Lua, Matlab, Octave and Urbi controllers [22].

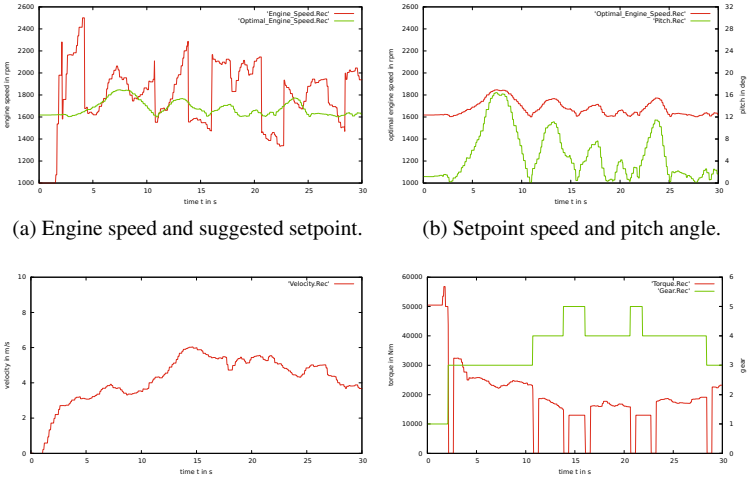
The simulation tests should sufficiently approximate the real environment and vehicle's behavior to transfer the control software without major changes. Therefore, a real Unimog testing area in Ötigheim, Germany, has been 3D-reconstructed and imported into the simulation to provide a realistic testing environment [23].



(a) Test area Ötigheim [23]. (b) Reconstructed test environment and U5023.

Fig. 6: Test environment for simulated gear and differential tests.

Unimog The simulated U5023 implements many parameters and characteristics of the real system. Therefore, mass distribution, pendulum axis, tire friction, ground clearance, differential locks, tire pressure, gears, torques and rounds per minute (RPM) were modeled. Also sensor systems were implemented with similar characteristics as real sensors. The U5023 uses a stereo camera (Point Grey Bumblebee2) for environmental perception, four fail-safe laser scanner (SICK TiM 651), an IMU (Mircostrain 3DM-GX5-25) as well as CAN BUS data for velocity, steering, and wheel velocities.



(a) Engine speed and suggested setpoint. (b) Setpoint speed and pitch angle.

(c) Velocity. (d) Torques and selected gear.

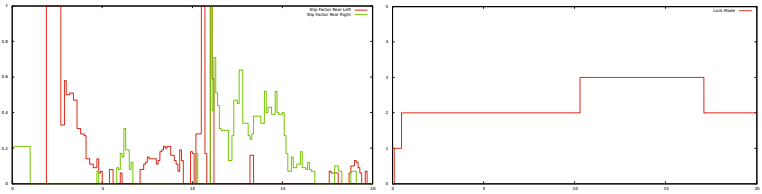
Fig. 7: Results of gear control test [17].

7.1 Gear Control

The U5023 traveled along an off-road pathway of approximately 50 m length with several ground waves (Fig. 6). The gear control BBS suggested an setpoint engine speed depending on RPM supervision and slope prediction (Fig. 7a, green). The actual measured RPM curve (red) differs due to timing constrains and reactive slope monitoring. It can be seen that suggested setpoint engine speed corresponds strongly to the pitch angle of the vehicle (Fig. 7b) which results from the normal-based surface evaluation. The velocity (Fig. 7c) corresponds to slope angles so the U5023 accelerates downhill while RPM increases. Here, the gear is locked and acts as engine break. The corresponding gear plot (Fig. 7d, green) shows that a lower gear (3) is selected and locked for the steepest slope (16°) while lower slopes are driven with higher gears (4–5). Also, the U5023 switches gears only in flatter areas.

7.2 Differential Control

The differential BBS was tested in the similar scenario as the gear controller. The wheel slip factors (Fig. 8a) are given for the rear left (red) and right (green) wheels. Corresponding locks (Fig. 8b) were setup properly for slip regions. Initially, the U5023 selected AWD but switched to RAL. During traveling over ground waves front axis slip occurred so AAL was set.



(a) Rear axis wheel slip factors. (b) Locks (RWS, AWD, RAL, AAL).

Fig. 8: Results of differential control test [19].

8 Summary and Conclusion

The paper presented the REACTiON architecture for safe and robust off-road navigation of commercial vehicles within unstructured environments. The architecture uses exploits the behavior-based control approach to adapt robust to unforeseen circumstances. Mission and safety relevant hardware interfaces and fail-safe components were introduced. The system is divided into a perception and control BBS which follows a layered design scheme and exchanges quality evaluated sensor information via virtual

sensor interfaces. The architecture enables a modular design with clearly defined interfaces. It is extensible, robust, and can be easily adapted for versatile tasks of different mobile commercial off-road vehicles.

REACTiON was applied to an Unimog U5023 special truck with high off-road mobility and the fail-safe as well as low level control systems were presented. Behavior-based gear, differential, and tire pressure controllers were developed, and evaluated in simulated tests. Hereby, the system navigated through a reconstructed off-road testing area and adapted its degrees of freedom to gain maximum traction. The low-level system consists of reactive and predictive components. Environmental surface evaluation enables a convenient adaptation to ahead environments. The U5023's degrees of freedom are hidden for higher layers which enables a highly modular and reconfigurable design of the BBS. Due to the modularity, the system has a high traceability and can be easily extended and reused.

Future work will evaluate the presented approach against a human Unimog driver. Hereby, a two stage approach can be followed: First, the system suggests a respective gear, differential, and tire pressure to a driver for general evaluation by the operator. Second, the system operates stand alone and is controlled by a higher level control network.

References

1. Ziegler, J., Bender, P., Schreiber, M., Lategahn, H., Strauss, T., Stiller, C., Dang, T., Franke, U., Appenrodt, N., Keller, C.G., Kaus, E., Herrtwich, R.G., Rabe, C., Pfeiffer, D., Lindner, F., Stein, F., Erbs, F., Enzweiler, M., Knoppel, C., Hipp, J., Haueis, M., Trepte, M., Brenk, C., Tamke, A., Ghanaat, M., Braun, M., Joos, A., Fritz, H., Mock, H., Hein, M., Zeeb, E.: Making bertha drive – an autonomous journey on a historic route. IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine 6(2), 8–20 (Summer 2014)
2. Aeberhard, M., Rauch, S., Bahram, M., Tanzmeister, G., Thomas, J., Pilat, Y., Homm, F., Huber, W., Kaempchen, N.: Experience, results and lessons learned from automated driving on germany's highways. IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine 7(1), 42–57 (Spring 2015)
3. Thul, M.: Neue Wege abseits der Straße. CVC news 1 (March 2017)
4. Braid, D., Broggi, A., Schmiedel, G.: The terramax autonomous vehicle concludes the 2005 darpa grand challenge. In: Intelligent Vehicles Symposium, 2006 IEEE. pp. 534–539. IEEE (2006)
5. Braid, D., Broggi, A., Schmiedel, G.: The terramax autonomous vehicle. Journal of Field Robotics 23(9), 693–708 (2006)
6. Lima, P.F., Nilsson, M., Trincavelli, M., Martensson, J., Wahlberg, B.: Spatial model predictive control for smooth and accurate steering of an autonomous truck. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles (2017)
7. Naranjo, J.E., Clavijo, M., Jiménez, F., Gómez, O., Rivera, J.L., Anguita, M.: Autonomous vehicle for surveillance missions in off-road environment. In: Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2016 IEEE. pp. 98–103. IEEE (2016)
8. Heinrich, B.C., Luettel, T., Wuensche, H.J.: A new control architecture for MuCAR. In: 2017 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV). pp. 1861–1866 (June 2017)
9. Altendorf, E., Baltzer, M., Canpolat, Y., Lopez, D., Schreck, C., Weßel, G., Flemisch, F.: Automated driving using shared and cooperative guidance and control: Revisiting past research

with a new model. IFAC-PapersOnLine 49(19), 165 – 170 (2016), 13th IFAC Symposium on Analysis, Design, and Evaluation ofHuman-Machine Systems HMS 2016
10. Daimler AG, Mercedes Benz Special Trucks, Daimlerstraße 1, 76744 Wörth, Deutschland: The Unimog. Setting standards for off-road mobility. (January 1 2017)
11. Proetzsch, M., Luksch, T., Berns, K.: The behaviour-based control architecture iB2C for complex robotic systems. In: Proceedings of the 30th Annual German Conference on Artificial Intelligence (KI). pp. 494–497. Osnabrück, Germany (September 10-13 2007)
12. Ropertz, T., Wolf, P., Berns, K.: Quality-based behavior-based control for autonomous robots in rough environments. In: Gusikhin, O., Madani, K. (eds.) Proceedings of the 14th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics (ICINCO 2017). vol. 1, pp. 513–524. SCITEPRESS – Science and Technology Publications, Lda, Madrid, Spain (July 26–28 2017), iSBN: 978-989-758-263-9
13. Schäfer, B.H.: Robot Control Design Schemata and their Applications in Off-road Robotics. Ph.D. thesis, Robotics Research Lab, University of Kaiserslautern, München, Germany (February 2011)
14. Schäfer, B.H., Proetzsch, M., Berns, K.: Action/perception-oriented robot software design: An application in off-road terrain. In: IEEE 10th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision (ICARCV). Hanoi, Vietnam (December 17–20 2008)
15. Fleischmann, P., Pfister, T., Oswald, M., Berns, K.: Using openstreetmap for autonomous mobile robot navigation. In: Proceedings of the 14th International Conference on Intelligent Autonomous Systems (IAS-14). Shanghai, China (July 3-7 2016), best Conference Paper Award - Final List
16. Fu, J., Bortolin, G.: Gear shift optimization for off-road construction vehicles. Procedia - Social and Behavioral Sciences 54(Supplement C), 989 – 998 (2012), http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877042812042760, proceedings of EWGT2012 - 15th Meeting of the EURO Working Group on Transportation, September 2012, Paris
17. Velden, S.: Behavior-Based Gear Control for Rough Off-Road Environments. Project report, Robotics Research Lab, University of Kaiserslautern, Kaiserslautern, Germany (September 29 2017), unpublished, supervised by Patrick Wolf
18. Rödler, A.: Unimog. body and implement mounting directives. U4023/U5023 Euro VI. Manual, Daimler AG, Mercedes-Benz Special Trucks, Wörth, Germany (August 2014)
19. Kremer, M.: Behavior-Based Navigation for Stuck Vehicles in Rough Off-Road Environments. Bachelor's thesis, Robotics Research Lab, University of Kaiserslautern, Kaiserslautern, Germany (October 05 2017), unpublished, supervised by Patrick Wolf
20. Iagnemma, K., Kang, S., Shibly, H., Dubowsky, S.: Online terrain parameter estimation for wheeled mobile robots with application to planetary rovers. IEEE Transactions on Robotics 20(5), 921–927 (Oct 2004)
21. Reichardt, M., Föhst, T., Berns, K.: Introducing finroc: A convenient real-time framework for robotics based on a systematic design approach. Technical report, Robotics Research Lab, Department of Computer Science, University of Kaiserslautern, Kaiserslautern, Germany (2012)
22. Freese, M., Singh, S., Ozaki, F., Matsuhira, N.: Virtual robot experimentation platform v-rep: A versatile 3d robot simulator. In: Ando, N., Balakirsky, S., Hemker, T., Reggiani, M., von Stryk, O. (eds.) International Conference on Simulation, Modeling and Programming for Autonomous Robots (SIMPAR). Lecture Notes in Computer Science, vol. 6472, pp. 51–62. Springer (2010)
23. Berns, K., Wolf, P.: Autonomie in unwegsamem Gelände. Aktuelle Zwischenergebnisse des CVC-Leitprojekts zum autonomen Fahrbetrieb von Nutzfahrzeugen im Off-Road Bereich. CVC News 2, 8–11 (September 2017)

Remotely operated machines for missions in inhospitable areas – Concept, design and virtual operational planning

D. Sanberger[1], R. Nakath[1], H. Derlich[1]

[1] IABG mbH, Einsteinstraße 20, 85521 Ottobrunn, Germany

Abstract. Automated machines and equipment render valuable assistance and perform missions such as reconnaissance, remediation, salvage and even emergency response. They can advance into and operate in areas that are inaccessible for human personnel. This contribution presents applied methods for the design and validation as well as operational planning of such systems with the example of the Highly-flexible Manipulator-System. Next to the aspects of system design, applied methods in virtual reality constitute an important basis for the conception to specific requirements and successful operational use of the product.

Keywords: Remote operation, Virtual Reality

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_7

Fernhantierte Maschinen für Einsätze in menschenfeindlichen Umgebungen – Entwurf, Entwicklung und virtuelle Einsatzplanung

D. Sanberger[1], R. Nakath[1], H. Derlich[1]

[1] IABG mbH, Einsteinstraße 20, 85521 Ottobrunn, Germany

Kurzfassung. Automatisierte Maschinen und Geräte ermöglichen wertvolle Unterstützung und Einsätze in der Aufklärung, Sanierung, Bergung oder auch in akuten Notfallsituationen. Sie können in Bereiche vordringen und in Umgebungen unterstützen oder arbeiten, die für Menschen nicht zugänglich sind. In diesem Beitrag werden am Beispiel der Spezialmaschine „Hochflexibles Manipulator-System“ (HMS) angewandte Methoden zur Entwicklung und Validierung sowie zur Einsatzplanung vorgestellt. Neben Systementwicklungs-Aspekten stellt die Anwendung von Virtual Reality Methoden eine wichtige Grundlage für die anforderungsgerechte Konzeption und einen erfolgreichen operativen Einsatz des Produkts dar.

Keywords: Fernhantierung, Virtual Reality

1 Anforderungen an Fernhantierungsmaschinen

Das „Hochflexible Manipulator System“ HMS wird für kerntechnische Notfälle vorgehalten und kann bei Bedarf in menschenfeindlichen Umgebungen eingesetzt werden. Hierzu ergeben sich zum Teil sehr spezielle Anforderungen, die aus zu erwartenden Umweltbedingungen und Einsatzzielen resultieren und exemplarisch für ähnliche Maschinen und Anwendungen stehen.

So muss das HMS in kerntechnische Gebäude und Anlagen einfahren oder eindringen können, was wiederum das Einsatzgewicht der Maschine durch die Tragfähigkeit von Gebäudestrukturen limitiert. Zudem ergeben sich räumliche Restriktionen bzgl. der Transportwege und Manövrierräume. Das Gerät muss also möglichst kompakt, wendig, robust, aber bzgl. der Fahreigenschaften auch über entsprechende Zugkräfte und Traktionseigenschaften verfügen, um auch unwegsame Transportwege, Steigungen sowie Hindernisse bewältigen zu können.

Bzgl. der Umweltbedingungen muss das HMS einer zu erwartenden hohen radioaktiven Strahlenbelastung im Betrieb zuverlässig standhalten können.

Die menschenfeindliche Umgebung erfordert eine Fernhantierung, wobei am Einsatzort von sehr schlechten Sicht- und Lichtverhältnissen auszugehen ist. Spezielle

Fernhantierungsmaschinen müssen darüber hinaus auch für Arbeiten in inertisierten Räumen ausgelegt sein.

Am oder im Einsatzort werden vielfältige funktionale Anforderungen an das HMS gestellt. Diese reichen vom fernhantierten Aufklären, Arbeiten mit Einsatz von Trenn-, Schneid- und Abbau-Werkzeugen, dem Greifen und Versetzen z.B. von Fässern bis hin zu feinfühligen Manipulator- und Hantierarbeiten.

2 Entwurf, Konzeption und Validierung des HMS

2.1 Angewandte Entwicklungsmethoden, -prozesse und Normen

Das HMS wurde als mechatronisches Produkt gemäß einem am V-Modell sowie an der IEC 61508 orientierten Systementwicklungsprozess spezifiziert, entworfen, implementiert und bezüglich der Hauptfunktionen real sowie virtuell validiert.

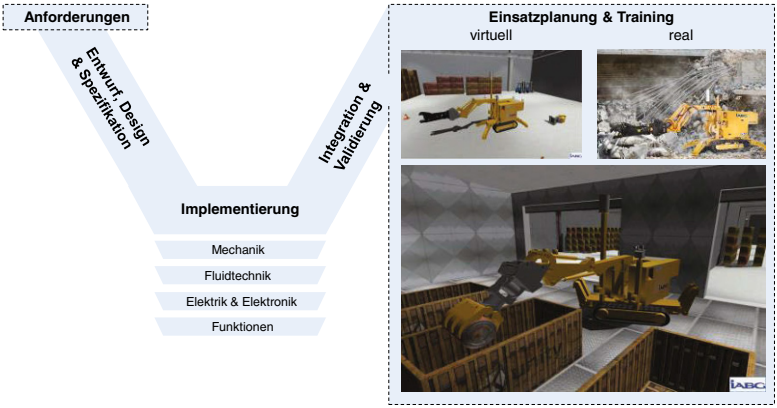


Fig. 1. Angewandter Entwicklungsprozess und virtuelle Methoden in der Einsatzplanung.

Die vielfältigen Anforderungen erfordern anspruchsvolle systemische Abstimmungen und eine Entwicklung, die durch Anwendung von Virtual Reality Entwicklungsmethoden auf Maschinen-Systemebene die Konzeptphase als auch die Einsatzplanung wertvoll unterstützt und abgesichert werden kann.

2.2 Konzept des HMS

Das HMS System basiert auf einer robusten mobilen Serien-Maschine, die für die geforderten Einsätze und Umweltbedingungen modifiziert und in ihrer Leistungsfähigkeit erweitert wurde. Hierzu zählen z.B. ein mobiler Leitstand mit spezieller Übertragungs- und Steuerungstechnik, eine große Anzahl an geeigneten Geräten und Werkzeugen sowie ein Notbergesystem.

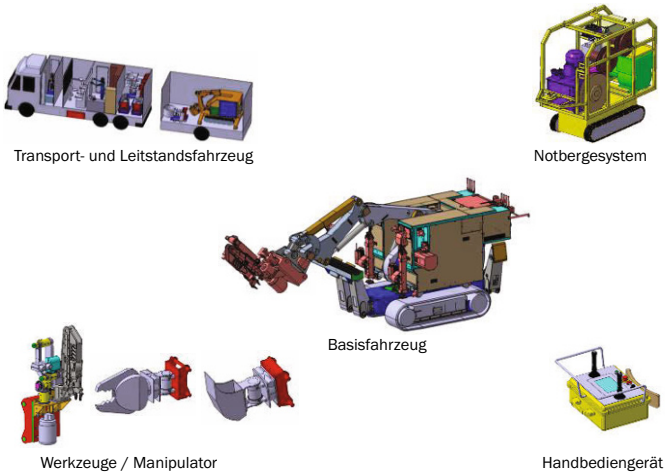


Fig. 2. Konzept des Hochflexiblen Manipulator- Systems [3]

2.3 Basisfahrzeug

Das Basisfahrzeug ist ein Werkzeug- und Manipulatorträgersystem auf Basis des Kleinbaggers Toptec TT5500D®. Die kompakten Abmessungen des Fahrzeugs (LxBxH 4000 x 1500 x 2000 mm) erlauben Operationen auch innerhalb von Gebäuden. Die Wat- und Steigfähigkeit des Systems ermöglichen auch Arbeiten in unwegsamem Gelände.

Für den Einsatz an Orten mit hohen Dosisleistungen wurde das System auf Strahlenfelder bis 100 Gy/h und kumulierte Dosen bis 10.000 Gy ausgelegt. Hierzu sind sämtliche Elektronikkomponenten mit einer bis zu 50 bis 65 mm starken Bleiabschirmung versehen. Das Bleicontainment wurde im Oberwagen des Basisfahrzeugs integriert.

Zur Sondierung der Lage und zur Steuerung, ist das Fahrzeug mit 12 Kameras und diversen Sensoren zur Bestimmung der radiologischen und thermischen Umgebungsbedingungen sowie der Luftzusammensetzung ausgerüstet.

Das gesamte System wurde weitestgehend mit marktverfügbaren Komponenten nach Industriestandard realisiert. Am Bagger können über ein Schnellwechselsystem unterschiedliche Baumaschinen-Werkzeuge, wie z.B. Hydraulikhammer, Betonfräse oder Schrottschere aufgenommen werden.

Um mit dem „groben“ Bagger auch „feinfühligere“ Tätigkeiten ausführen zu können, kann am Ausleger alternativ ein hydraulisch betriebener Manipulator aufgenommen werden. Verwendet wird hierzu der Predator®-Arm von Kraft Telerobotics in Zusammenspiel mit einem Master-Arm, der auch mit Force-Feedback Funktion ausgestattet ist.

Um den Arbeitsbereich des Manipulators möglichst gut einsehen zu können, ist die Manipulatoreinheit mit einem zusätzlichen Kameraträgerarm ausgerüstet, der eine

freie Positionierung der Stereokamera ermöglicht. Damit erhält der Operateur über einen entsprechen Monitor eine sehr gute Tiefeninformation.

Bei der Konzeption des Fahrzeugs musste neben den vielen funktionalen Anforderungen auch besonderes Augenmerk auf das maximal zulässige Gewicht des Fahrzeugs gelegt werden. Das maximale Gewicht und auch die max. Fahrzeugabmessungen leiten sich aus den Anforderungen zu deutschen Kernkraftwerken ab. Auf Grund dieser harten Randbedingung mussten bereits in der Konzeptphase die funktionalen Anforderungen hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf das Fahrzeuggewicht untersucht und eine konzeptionelle Optimierung unter Inkaufnahme funktionaler Einschränkungen vorgenommen werden.

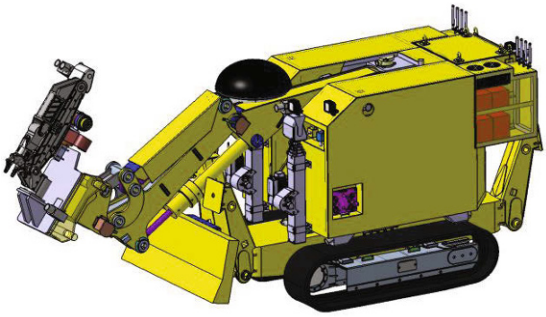


Fig. 3. HMS Basisfahrzeug mit Manipulatorwerkzeug [3]

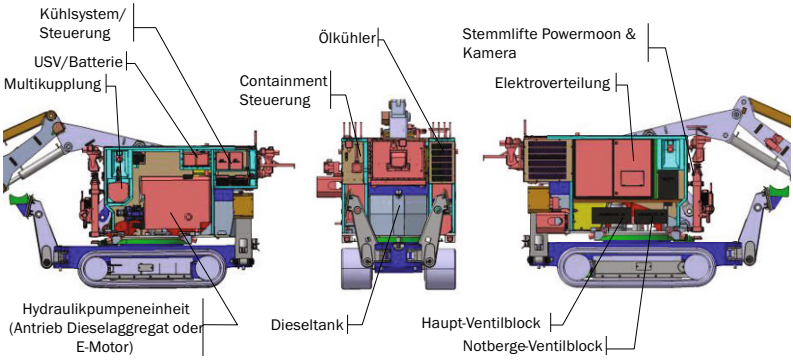


Fig. 4. Systemmodule des Basisfahrzeugs

2.4 Steuerungskonzept des HMS

Die HMS Steuerung stellt eine weit verzweigte Struktur dar, die zum Teil über redundante Signalwege (LAN, WLAN) verfügt. Die über diese Struktur abgewickelten Protokolle erlauben es, neben der reinen Übertragung von Bildern und Steuerinforma-

tionen für Werkzeuge und Manipulator auch sicherheitskritische Funktionen zu bedienen.

Die Vernetzung der einzelnen Systemkomponenten erfolgt entweder über LAN oder über WLAN. Zur Überbrückung auch größerer Distanzen über WLAN kommen Relaisstationen zum Einsatz. Die zentralen Funktionen der Steuerung werden jeweils durch eine S7®-Steuerung mit Failsafe-CPUs und fehlersicheren Ein- und Ausgängen sichergestellt. Die Kommunikation zwischen den einzelnen Teilsystemen erfolgt über Industrial Ethernet.

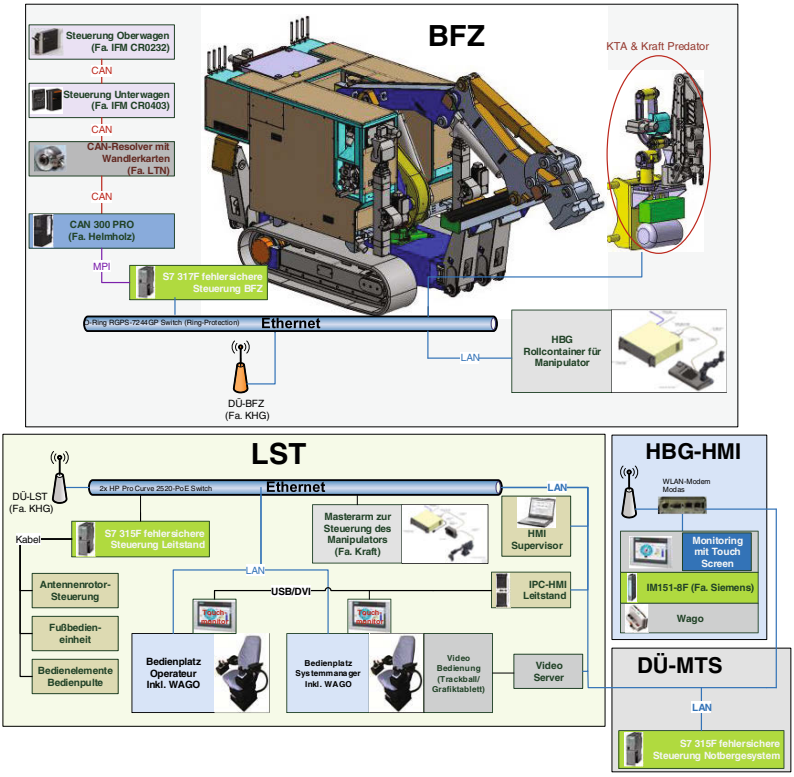


Fig. 5. Systemarchitektur der Steuerung des HMS Systems

Die Funkverbindung zwischen Basisfahrzeug und Leitstand ist redundant aufgebaut. Bei Ausfall einer Funkstrecke erkennt dies die Steuerung im Basisfahrzeug, schaltet auf die redundante Funkstrecke um und stellt die Verbindung automatisch wieder her. Die Steuerung des gesamten HMS übernimmt eine von IABG entwickelte Steuerungsarchitektur auf Basis einer SIEMENS SIMATIC S7® SPS, die über Industrial Ethernet kommuniziert. Einzelne dezentrale I/O Komponenten und Sensoren werden auch über CAN-Bus angesprochen.

Alle Safety- Ein- und Ausgänge (z.B. NOT-Aus) der Sicherheits-SPS werden über LAN bzw. WLAN geführt. Besonders wichtig ist hierbei auch die Erkennung und Vermeidung von Datenkollisionen bei parallelem Betrieb von LAN und WLAN auf einer Verbindungsstrecke.

Für das verteilte Automatisierungssystem ist eine effiziente Systemdiagnose unabdingbar. Sämtlich Alarmmeldungen und Anlagenzustände werden zentral in einer Logdatei protokolliert. Auf einer eigenen Übersichtsseite werden Alarme und Warnungen übersichtlich dargestellt. Über das Netzwerkdiagnosetool SINEMA® kann der komplette Datenverkehr aufgezeichnet und in einem Ringpuffer zeitlich begrenzt abgelegt werden. Zur späteren Analyse kann auf Anforderung des Operateurs der Inhalt dieses Ringpuffers archiviert werden.

Bei räumlich ausgedehnten Systemen sind ins besonders die Latenzzeiten der Übertragungsstrecken und Gateways zu berücksichtigen. Latenzzeiten von kleiner 100ms gelten in der Fernhantierung als noch akzeptabel. Bei größeren Latenzzeiten (z.B. über 500ms) wird die Arbeitseffizienz des Operateurs stark vermindert, ebenso die mögliche Präzision in der Durchführung von Hantierungsaufgaben.

Leitstand

Zum Lieferumfang des Leitstands gehören sämtliche für die Bedienung des Basisfahrzeugs, der Manipulatoreinheit und des Notbergesystems notwendigen Einrichtungen. Hierzu gehören Bedienstühle auf Basis handelsüblicher Baggerbedienstühle, Touchscreen Bedieneinheiten, Masterarm des Manipulators, mehrere Videobildschirme und ein Bildschirm für das Stereokamerabild.

Die gesamte Steuerungs- und Videotechnik ist in mobilen 19“-Traggehäusen untergebracht. Dies ermöglicht, den Leitstand auch außerhalb des Leitstands-LKWs, z.B. in der Warte eines Kernkraftwerks, aufbauen zu können.

Bei der Anordnung der Bedienstühle, der Bildschirme und Bedienelemente sowie bei der Menüführung der Touchpanels im Leitstand wurde besonderer Wert auf eine ergonomische Gestaltung gelegt.

Im hinteren Teil des Leitstands-LKWs wird auch ein Großteil der Werkzeuge transportiert. Das HMS-Basisfahrzeug wird auf einem Anhänger transportiert.

Handbediengerät

Für Schulungszwecke, zum Verladen des Basisfahrzeugs und für Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten, wurde eine tragbare Fernsteuerung für das Basisfahrzeug und den Manipulator entwickelt. Während des Betriebes des Basisfahrzeugs mit dem Handbediengerät ist jeglicher externer Zugriff über den Leitstand oder das Notbergesystem unterbunden. Die Fernsteuerung besteht aus einem tragbaren Steuerungssystem, mit dem alle Funktionen des Basisfahrzeugs angesteuert werden können. Die Oberflächen und die Menüführung des Touchpanels und die Belegung der Joysticks sind analog zu der im Leitstand gestaltet. Auch die Steuerung des Notbergesystems kann mit dem Handbediengerät erfolgen.

Mit dem Handbediengerätchassis kann auch der Manipulator am Basisfahrzeug bedient werden. Hierzu befindet sich in einem rollbaren Chassis die Steuerungselekt-

ronik vom Manipulator und oberhalb der Minimaster- Arm mit Kontrollpanel von Kraft.

Notbergesystem

Sollte das Basisfahrzeug durch den Ausfall des Antriebs, des Hydrauliksystems oder durch Unterbrechung der Funkstrecke nicht mehr einsatzfähig sein, können die für eine Bergung notwendigen hydraulischen Funktionen auch von außen mit Drucköl versorgt und angesteuert werden. Hierzu wird mit anderen verfügbaren Manipulatorfahrzeugen das Notbergesystem am HMS Basisfahrzeug angeschlossen. Das Fahrzeug kann so fernbedient aus dem Gefahrenbereich geborgen werden.

2.5 Validierung

Neben dem Nachweis wichtiger Leistungsparameter, den Funktionen der Werkzeuge, der Fernhantierung und Manövrierfähigkeit wurden in EMV- und Klimakammern auch die Robustheit des Systems gegen spezielle Umwelteinflüsse validiert [1,2]. Einsatzszenarien können annähernd nachgestellt und geübt werden. Um hier Sicherheit gewinnen zu können, bietet sich die Unterstützung durch virtuelle Einsatzplanung an.

Fig. 6. HMS in der EMV-Kammer der IABG (li), HMS mit Manipulator (re)

3 Virtual Reality im Design und der Einsatzplanung

3.1 Systemarchitektur

Das Hochflexible Manipulatorsystem ist ein ausgezeichnetes Beispiel für einsatzspezifisch ausgelegte Systeme mit sehr speziellen Anforderungen, die Serienfahrzeuge nicht erfüllen. Die Vielzahl der Anforderungen an solche Systeme sowie die Vielfältigkeit der Einsatzmöglichkeiten und -umgebungen erfordern eine ebenso maßgeschneiderte wie flexible Herangehensweise bei der Unterstützung in Design und Einsatzplanung durch Virtual Reality. Eine solche Simulation muss unter anderem in der Lage sein,

- ein Fahrzeug über mehrere Wege dynamisch zu visualisieren (generisch, mit CAD-Daten oder dokumentationsunabhängiger Istzustand)
- die für den Einsatz erforderlichen physikalischen Fahrzeugeigenschaften zu simulieren
- die Steuerung oder Steuerungsschnittstelle mit einem skalierbaren Grad an Virtualität zu simulieren
- die Einsatzumgebung über mehrere Wege zu visualisieren (generisch, mit Gelände- und/oder Baudaten, dokumentationsunabhängiger Istzustand)
- die für den Einsatz erforderlichen physikalischen Umgebungseigenschaften zu simulieren
- die für den Einsatz erforderlichen Interaktionen und Prozesse zwischen Fahrzeug und Umgebung zu simulieren
- mit zusätzlichen Fahrzeugen, Protokollen oder Diensten zu koppeln
- die einzelnen Simulationsbausteine mehrfach zu verwenden und zu koppeln

Keine einzelne, monolithische Simulation ist in der Lage, all diese Anforderungen zu erfüllen. Aus diesem Grund wird eine High-Level-Architecture (HLA 1.3 bzw. Evolved) konforme Architektur zur integrierten und verteilten Simulation verwendet (siehe Fig. 7). Mit dieser Systemarchitektur sind alle Simulationsbestandteile individuell miteinander kombinier- und erweiterbar und es ist somit die Möglichkeit geschaffen, auf eine Vielzahl von Anforderungskombinationen und zukünftigen Entwicklungen vorbereitet zu sein:

- Austauschbarkeit und parallele Nutzung von Simulationen unterschiedlichen Auflösungsgrades
- Anbindung an „größere“ Simulationsverbünde im Sinne von System-of-Systems (Gateways zu HLA, DIS, ROS, OpenDDS, …)
- Weitreichende Unabhängigkeit der Objektmodelle von Einzelsimulation und Simulationsverbund
- Austauschbarkeit von Simulation und Realsystem („Hardware in the Loop“)
- Zusammenwirken von Simulationsmodellen, die auf unterschiedlichen Rechnern laufen.
- Sichtbar-Machung von physikalischen Eigenschaften einzelner Objekte für unbeteiligte Dritte („Gods View“).

- Darstellung des Einflusses einzelner Objekte auf die physikalische Umwelt, z.B. EM- oder Akustik-Emission.
- Möglichkeit einzelner Objekte von diesen Veränderungen der physikalischen Umwelt beeinflusst zu werden.
- Darstellung eines gemeinsamen Zeitrahmens, in dem sich alle Objekte befinden.
- Sicherstellung der korrekten Kausalität und zeitlichen Abfolge des Simulationsablaufes über alle beteiligten Modelle hinweg.

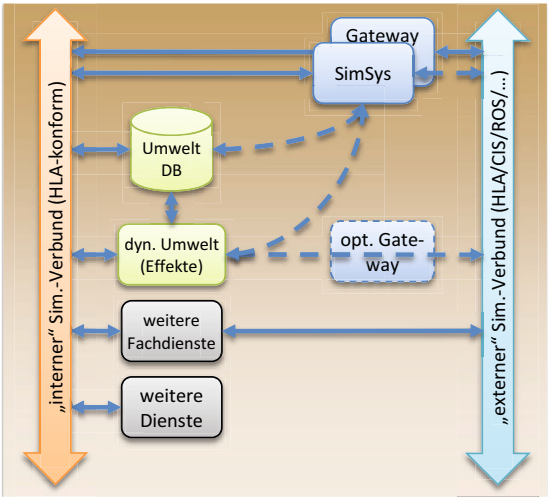


Fig. 7. Beispiel zur mehrschichtigen Simulationsarchitektur des SimSys HMS

3.2 Modellierung

Beim Beispiel HMS wurde zur Visualisierung die C# programmierbare Unity-Engine verwendet. Prinzipiell sind im Rahmen des Simulationsverbundes (HLA etc.) aber auch andere verwendbar. Der Vorteil der Unity-Engine ist ihre Vielseitigkeit, Plattformunabhängigkeit, einfache Handhabung und die eingebaute Physics-Engine (PhysX). Die PhysX-Engine ermöglicht die echtzeitfähige Simulation der Physik starrer Körper, Plastizität, von Masse-Feder Modellen sowie vereinfachter Partikelsysteme; ganz im Sinne von „Serious Gaming".

Die Visualisierung von Fahrzeug und Umgebung in Unity kann über mehrere Wege erfolgen. Grundsätzlich können die Objekte beliebig im Editor modelliert werden, um entweder eine approximierte Abbildung eines realen Fahrzeugs oder einer realen Einsatzumgebung zu erzeugen oder ein fiktives Szenario zu entwerfen. Zielführender ist die Modellierung anhand vorhandener Daten; beim Fahrzeug sind dies importierte und danach weiterverarbeitete CAD-Modelle. Da die Datenlage von Einsatzumgebungen meistens weniger umfangreich ist als von Einsatzfahrzeugen und sie nicht in allen Bereichen denselben Genauigkeitsansprüchen genügen müssen, bieten sich hier

zur Visualisierung andere Methoden an. Ein Beispiel stellt die Erstellung eines 3D-Modells mittels photogrammetrischer Methoden dar. Bei dieser Methode werden genaue Messbilder aufgenommen, deren räumliche Lage zueinander anschließend digital wiederhergestellt wird. Wenn nur eine Maßreferenz in den Bildern bekannt ist, dann können aus diesen Bezügen genau skalierte Objekte gerendert werden. Der Vorteil der Photogrammetrie, z.B. im Vergleich zum Laserscanning, liegt in der seit Jahrzenten etablierten Anwendung, dem geringen Geräteaufwand und Speicherverbrauch.

Der HMS wurde zum Einsatz nach kerntechnischen Unfällen entwickelt und ist mit entsprechenden Sensoren zur Ermittlung des lokalen radiologischen Zustandes ausgestattet. Damit Trainingsszenarien mit einer radiologischen Erkundungskomponente geübt werden können, kann im Simulationsverbund ein entsprechender (Fach-) Dienst für die Berechnung ionisierender Strahlenfelder eingebunden werden (siehe Fig. 8).

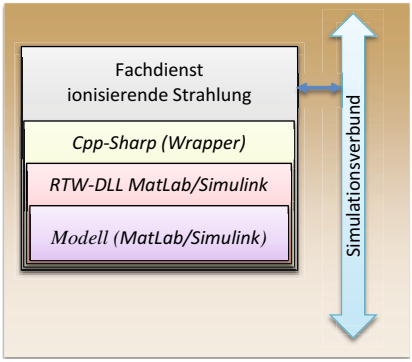


Fig. 8. Aufbau und Anbindung eines hochauflösenden Dienstes ohne Nutzung der Unity- Physics-Engine (PhysX)

3.3 Steuerung

Die Steuerung der virtuellen Modelle von Sonderfahrzeugen wie dem HMS hängt vom Grad der Virtualität des Gesamtmodells ab. Der gewählte Grad der Virtualität kann dabei den Einsatzerfordernissen angepasst werden. Beispiele unterschiedlicher Graduierung und die damit möglichen Steuerungen sind:

- Rein virtuelle Darstellung über VR-Brille (z.B. Oculus Rift oder HTC Vive). Die Steuerung kann hierbei nur vereinfacht über sichtunabhängige Controller erfolgen
- Gemischte Realität über VR-Brille mit anmontierter Stereokamera. In diesem Fall kann der Bediener die von der Kamera auf die Brille übertragene Umgebung inkl. Hände und physischer Bedienelemente sehen. Die virtuellen Modellelemente werden über einen Greenscreen gelegt.
- Darstellung als Simulator mit realistisch nachempfundenen oder originalen Bedienelementen und Modellprojektion auf einen Bildschirm

In den beiden letztgenannten Fällen sind reale Elemente des HMS mit der virtuellen Umgebung über ein Gateway zu koppeln. Die SIMATIC Prozessteuerung wird hierbei im Sinne eines externen Simulationsverbundes behandelt.

Rein virtuelle Darstellungen sind am ehesten geeignet, einzelne Fähigkeiten oder Eigenschaften des Fahrzeugs während der Designphase in der geplanten Einsatzumgebung zu erproben (siehe Fig. 9). Das realistische Erlebnis des Bedieners steht dabei meist im Hintergrund.

Fig. 9. Durchführung einer Werkzeugkopplung mit rein virtueller Steuerung über VR-Brille, links der Bediener im seinem realen Bewegungsraum, rechts die Sicht des Bedieners im virtuellen Modell

Ganz anders sieht dies allerdings bei Trainingsszenarien von Fahrzeugen in menschenfeindlichen Umgebungen aus, hier sollte die Steuerung so realistisch wie möglich ausgeführt sein, um keinen falschen Trainingseffekt zu erzeugen. Da es sich beim Beispiel HMS um ein üblicherweise aus dem Leitstand rein fernmanipuliertes Fahrzeug handelt, ist der Bediener von seiner Umgebung visuell entkoppelt und kann sie nur indirekt über Kamerabilder auf Bildschirmen wahrnehmen. Das virtuelle Modell liefert in diesem Fall die Kamerabilder und simuliert die Signale des HMS als OPC-Client.

3.4 Verwendung bei Design und Einsatzplanung

Die dargestellten Komponenten, hier unter dem Begriff Virtual Reality zusammengefasst, helfen der IABG beim Design von Sonderfahrzeugen und deren Einsatzplanung. So können schon in der Designphase eines geplanten Systems die späteren Einsatzumgebungen detailliert mitbetrachtet und das Fahrzeug vor der Fertigung in einer Vielzahl an realistischen, adaptiven und problemorientierten Szenarien erprobt werden. Die Erfahrungen der Erprobung, z.B. die detaillierte Überprüfung der Manövrierräume in engen Kraftwerksumgebungen oder der Sicht- und Lichtverhältnisse für Fernhantierungsaufgaben, können dann in den Entwicklungsprozess zurückgeführt werden. Die frühzeitige Fehlererkennung und Optimierung von einzelnen Parametern ist gerade bei kleinen Stückzahlen oder Einzelfertigungen von hoher Bedeutung.

Die Variabilität der virtuellen Szenarien wird dabei erst durch den Einsatz vernetzter Einzelsimulationen (unterschiedliche Schwerpunkte im Objektmodell) im Verbund (z.B. einer HLA) ermöglicht. So sehen die Einsatzszenarien des HMS oft auch ein Agieren mit anderen Fahrzeugen vor, deren Gesamtsimulation eine entsprechende Kopplung voraussetzt.

4 Zusammenfassung

Das Beispiel des von der IABG entwickelten HMS macht deutlich, dass leistungsfähige und robuste Module für Fernhantierungssysteme zur Verfügung stehen und diese in einem mechatronisch anspruchsvollen Entwicklungsprozess geeignet aufeinander abgestimmt, integriert und validiert werden müssen. Für die Konzeption bis hin zur Einsatzplanung spezieller Fernhantierungssysteme bieten moderne Virtual Reality Methoden wertvolle Unterstützung bei der Auslegung und dem Betrieb solcher Systeme. Anforderungen und Konzepte können in einem frühen Stadium detailliert geplant, konstruiert und abgesichert werden. Einsätze von Fernhantierungsgeräten können somit geplant, trainiert und optimal im Systemverbund von Einsatzort, Maschine und Einsatzkräften vorbereitet werden. Erprobung und Einsatz der Methoden sollen bei Industrieprojekten und insbesondere im fernhantierten Rückbau von Kernkraftwerken stattfinden. Das dargestellte Vorgehen zeigt einen optimalen Ansatz zur Realisierung eines solch komplexen Systems bei hohen Anforderungen an die Maschine und deren Betrieb bei sehr geringen Stückzahlen.

References

1. Müller, T.; Bauer, D.: Qualifikation eines Manipulator-Systems bei extremen Umgebungsbedingungen: Umwelteinflüsse erfassen, simulieren, bewerten, 46. Jahrestagung der GUS, Stutensee-Blankenloch (22. März 2017)
2. Stodt, M.: Reale Tests in Zeiten des digitalen Wandels – Prüfstand 4.0 bei der IABG, Münchener Kolloquium – Produktionskongress 2016 (29.-30. November 2016)
3. Leimegger, C.; Gärtner, J.; Schleinkofer, G.: Das hochflexible Manipulatorsystem HMS; 11. Internationales Symposium „Konditionierung radioaktiver Betriebs- und Stilllegungsabfälle“ einschließlich 11. Statusbericht des BMBF „Stilllegung und Rückbau kerntechnischer Anlagen“ (13. – 15. März 2013), Tagungsband, Dresden

Combining Stereo Disparity and Optical Flow for Basic Scene Flow

René Schuster, Christian Bailer, Oliver Wasenmüller, Didier Stricker

DFKI – German Research Center for Artificial Intelligence
firstname.lastname@dfki.de

Abstract. Scene flow is a description of real world motion in 3D that contains more information than optical flow. Because of its complexity there exists no applicable variant for real-time scene flow estimation in an automotive or commercial vehicle context that is sufficiently robust and accurate. Therefore, many applications estimate the 2D optical flow instead. In this paper, we examine the combination of top-performing state-of-the-art optical flow and stereo disparity algorithms in order to achieve a basic scene flow. On the public KITTI Scene Flow Benchmark we demonstrate the reasonable accuracy of the combination approach and show its speed in computation.

Keywords: Automotive, Commercial Vehicle, Flow Fields, Optical Flow, Scene Flow, Semi-global Matching, Stereo

1 Introduction

Development and use of Advanced Driver Assistance Systems (ADAS) have become a more and more relevant topic in automotive applications. This is not only concerning passenger cars, but also commercial vehicles in agriculture or transportation. Increased usability, efficiency, and safety is of high importance for the driver, the manufacturer, and other road users. Typical high-level tasks comprise steering and speed assistance, driver monitoring, and early-warning systems that all rely on an accurate perception and recognition of the environment. A detailed reconstruction of the 3D geometry of the surroundings as well as precise estimation of the motion of other traffic participants are the core components of this reconstruction. Despite the fast progress in depth estimation and 2D optical flow computation, the real-world representation of motion in 3D – scene flow – has not yet found its way into serial automotive applications. This might be due to the increased complexity of the problem. Therefore, motion perception in vehicles is often approximated by optical flow. Yet, especially applications for agricultural vehicles could benefit greatly from a detailed estimation of 3D motion, e.g. to avoid collisions with animals. In this scenario, a scene flow based motion estimator could also detect animals that move in the direction of viewing, while vision based motion estimation in 2D can only detect animals that move vertically to the direction of driving.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_8

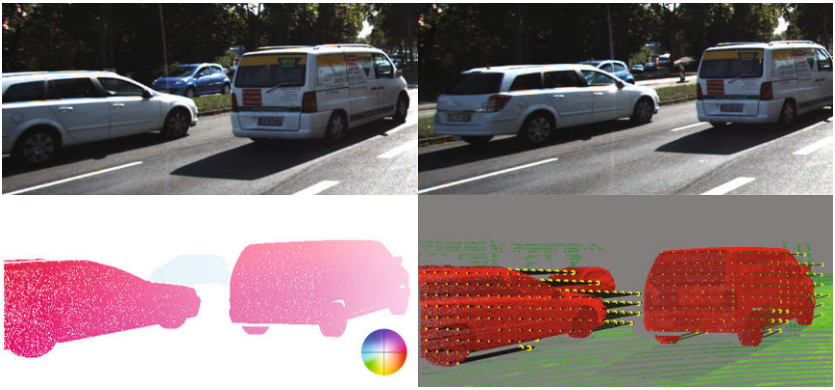


Fig. 1: Comparison of Optical Flow and Scene Flow. For four stereo images of a traffic scene (top row showing the two images of the left camera), the optical flow (bottom left) displays motion parallel to the image plane only. Scene flow (bottom right) – here visualized with 3D vectors in a point cloud – gives full 3D motion information and additionally reconstructs the full 3D geometry.

However, 3D scene flow can be computed by the combination of 2D optical flow and depth from stereo disparity. In this paper, we use this combination approach to compute basic scene flow and show its advantages over 2D optical flow. Further, we demonstrate its reasonable accuracy on the KITTI Scene Flow Benchmark [1], where we outperform many dedicated scene flow algorithms.

2 Related Work

The estimation of scene flow in traffic scenarios experienced remarkable improvements by the publication of the first scene flow benchmark consisting of realistic image data, the KITTI Scene Flow Benchmark [1]. Before, most methods were only able to compute scene flow with reasonable high precision in a controlled indoor environment. Variational approaches, like [2,3,4], still are not applicable outdoors in an automotive context where fast motions, large distances, and many objects are observed. Vogel et. al [5] have introduced the piece-wise rigid scene flow that allowed for a very strong spatial regularization. This model has later been adopted by [1,6] with changes to the optimization procedure. Multi-frame extensions [7,8] have shown to further improve accuracy by enforcing consistency over time. Though all theses approaches brought great progress for scene flow estimation in traffic scenarios, they all have typically very long run times due to the complexity of the optimization. Making them inappropriate for use in any application that has time constraints. Contrary to that, our proposed method has a potentially short run time which is real-time capable. Recent methods that avoid strong regularization or a piece-wise planar motion model [9,10] have

shown to be considerable faster while maintaining a state-of-the art performance on different data sets. Still, the run time is far from real-time.

Others have tried to compute scene flow from a combination of stereo depth and 2D optical flow, but back then optical flow estimation was not as advanced as it is nowadays. The pre-computation of depth to generate input for methods that require RGB-D images for scene flow estimation could be considered a weakened form of our proposed combination approach, e.g [11,12]. Though, a robust depth estimation with active cameras is still a challenging task, especially in an automotive context [13].

Stereo and optical flow algorithms have a longer history [14]. The amounts of different approaches, data sets, and benchmarks are bigger compared to the more complex scene flow problem. Therefore, depth estimation from stereo images and optical flow computation do not belong to the remaining challenges. Rather, for special setups, both tasks can be considered as solved. Since the recent rise of artificial neural networks, many methods that apply deep learning have been proposed. However, large neural networks often do not only increase the accuracy but also the run time. Two very popular stereo algorithms are [15,16] because they have achieved very good accuracy and speed at the same time. That's why they are often used as standalone algorithms or for initialization purposes. For optical flow, we like to highlight the Flow Fields family. The first approach was published in [17] and has since then been steadily refined to improve accuracy. The latest version even uses deep learning to match correspondences across the images [18]. These methods are noteworthy because they were among the first that achieved top performance across different data sets which makes them very versatile. For our combination approach, we use Semi-Global Matching (SGM) [15] and Flow Fields+ [19], which both have state-of-the-art accuracy while at the same time being reasonably fast.

3 Scene Flow from Stereo and Optical Flow

As usual for scene flow algorithms, we assume a standard stereo camera rig consisting of calibrated left and right cameras that is built-in in most passenger cars and commercial vehicles. As input for our approach, two rectified temporally adjacent frame pairs are used (see Figure 2) that share the same image domain Ω, i.e. they have the same size. These four images provide sufficient information to estimate 3D scene flow.

To avoid greater overhead in computation and still estimate a full scene flow representation in 3D, we want to combine depth and 2D motion information. Depth is estimated by stereo disparity using only a single image pair of the left and right camera at a time. Motion information is estimated by optical flow using only consecutive images from the left camera over time. Both complement each other regarding scene flow. Optical flow is lacking of depth information, and stereo depth can be generalized to change over time. An example of the two images of the left camera, the computed optical flow, and the reconstructed scene flow is given in Figure 1. It is evident that the scene flow representation of

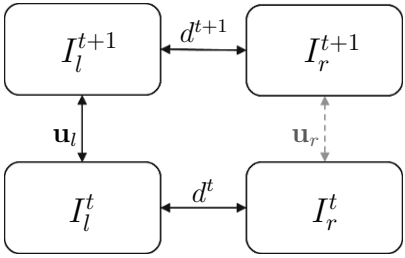


Fig. 2: Relation of two stereo image pairs. Subscripts denote the view point (left/right) and superscripts the time step. We consider the left image at time $t = 0$ the reference frame. Each stereo image pair is related by the according disparity map, while the temporal image pairs are related by 2D optical flow.

the displayed scenario contains more information about the real world motion. In the following, we will give some details about the stereo and optical flow algorithms which we will use to reconstruct scene flow. The combination itself is described in Section 3.3.

3.1 Depth Estimation by Semi-Global Matching

Depth estimation wants to recover the shortest distance between the observed scene and the image plane for each pixel. This is usually done by triangulation based on different view points that capture the same scene. The standard case considers only two different views, a left and a right view, like in the human visual system. For simplification, the two images get rectified so that both images lie on the same plane and are horizontally aligned. This way, the corresponding image points in the two images share the same horizontal line which reduces the search space from two to one dimension. A stereo algorithm tries to find the best correspondences for all pixels of one image so that a consistent depth map is created. To this end a regularization is often applied that enforces smoothness. The goal is to find a mapping that maps each pixel to its depth value. Since the real depth and the disparity, i.e. the offset between the corresponding left and right image points, are directly related by the projection of the camera, both representations are equivalent if the camera parameters are known. For our work, we consider a disparity map

$$\mathcal{D} : \Omega \to \mathbb{R}^+ \tag{1}$$

Stereo matching in SGM [15] is not using a local nor global neighborhood for regularization. Instead a semi-global energy formulation which uses eight different paths radiating from each target pixel location is used which enables sharp boundaries, accurate depth estimation and good run time. Because of occlusions, it is hard to recover depth for all image points. Yet it is possible to detect potentially wrong estimates through consistency checks. SGM uses a

left-right consistency check for two computed depth maps to localize and remove wrongly estimated values. Thus, SGM yields a non-dense disparity map.

3.2 Optical Flow from Flow Fields+

Optical flow is the estimation of 2D motion in a sequence of at least two images. Each pixel gets mapped to a 2D vector in image space that indicates the corresponding pixel in the next time step of the image sequence.

$$\mathcal{F} : \Omega \to \mathbb{R}^2 \tag{2}$$

The problem is related to stereo algorithms in that it also tries to find matches across two images. But for optical flow, the search space is much bigger as there is no epipolar constraint that restricts the matching to a linear search.

Flow Fields [17] tackles this problem without any regularization which makes it so versatile. It is tailored to find pixel correspondences for optical flow estimation by propagation and random search with multiple stages of outlier filtering followed by interpolation with EpicFlow [20] to reconstruct an accurate, dense optical flow field. Flow Fields+ [19] is the extension of Flow Fields [17] that is using an enhanced matching term. In detail, Flow Fields+ is initialized on a lower resolution by matching Walsh-Hadamard features [21] using k-dimensional search trees. For several iterations, these initial flow values get propagated into their local neighborhood. After each iteration, a random search is performed that allows to refine the propagated values. The fitness of a match is determined by a patch-based data term. After all iterations, the estimated flow field gets lifted to the next higher resolution until full resolution is reached. Similar as in the stereo algorithm, the full resolution optical flow can contain wrong estimates that needs to be filtered. To this end, Flow Fields+ computes two additional inverse flow fields. If any match is inconsistent with any of the inverse fields, it gets filtered. EpicFlow [20] is used to fill up the gaps. EpicFlow is an edge-aware interpolation method for optical flow, that is used as post-processing step after filtering in many optical flow methods. Finally, a dense optical flow map is obtained.

3.3 The Combination Approach

Using SGM and Flow Fields+, we compute the depth maps $\mathcal{D}^0$ at time $t = 0$ and $\mathcal{D}^1$ at time $t = 1$ and the flow map $\mathcal{F}$ (cf. Figure 2). From these three mappings, it is possible to reconstruct a scene flow field that we define as follows:

$$\mathcal{S} : \Omega \to \mathbb{R}^4 \tag{3}$$

Each image point $\mathbf{x} = (x, y)^T$ is mapped to four values $\mathcal{S}(\mathbf{x}) = (u, v, d_0, d_1)^T$ which fully describe the 3D motion and 3D geometry given the camera intrinsics and extrinsics. The four components are the values of the optical flow field, the disparity at the current time step, and the disparity value at the next time step

where the optical flow is pointing to. The combination method is straightforward with almost no additional computation time and can formally be described as follows.

$$\mathcal{S}(\mathbf{x}) = \begin{cases} (\mathcal{F}(\mathbf{x})^T, \mathcal{D}^0(\mathbf{x}), \mathcal{D}^1(\mathbf{x}+\mathcal{F}(\mathbf{x})))^T, & \text{if } \mathbf{x}, \mathbf{x}+\mathcal{F}(\mathbf{x}) \in \Omega \text{ and} \\ & \mathcal{D}^0(\mathbf{x}), \mathcal{D}^1(\mathbf{x}+\mathcal{F}(\mathbf{x})) \text{ valid} \\ \text{undefined}, & \text{otherwise} \end{cases} \tag{4}$$

We warp the disparity map for the temporally second image pair according to the estimated optical flow. The values $\mathcal{D}^1(\mathbf{x}+\mathcal{F}(\mathbf{x}))$ at sub-pixel positions get interpolated using bilinear interpolation:

$$\begin{aligned} \mathcal{D}(x', y') = \; & \mathcal{D}(\lfloor x' \rfloor, \lfloor y' \rfloor) \cdot (1 - \{x'\}) \cdot (1 - \{y'\}) \\ & + \mathcal{D}(\lfloor x' \rfloor + 1, \lfloor y' \rfloor) \cdot \{x'\} \cdot (1 - \{y'\}) \\ & + \mathcal{D}(\lfloor x' \rfloor, \lfloor y' \rfloor + 1) \cdot (1 - \{x'\}) \cdot \{y'\} \\ & + \mathcal{D}(\lfloor x' \rfloor + 1, \lfloor y' \rfloor + 1) \cdot \{x'\} \cdot \{y'\} \end{aligned} \tag{5}$$

Where $\mathbf{x}' = \mathbf{x} + \mathbf{u} = \mathbf{x} + \mathcal{F}(\mathbf{x})$ is the target position of pixel $\mathbf{x}$, and $\{x\} = x - \lfloor x \rfloor$ denotes the fractional part of number x. The difference of the disparity values yields the missing motion component in direction of viewing.

However, if the optical flow leaves the image boundaries, or the filtered depth maps contain gaps, we can not reconstruct the full scene flow at every pixel position. Thus, our scene flow estimate is non-dense by nature. This is also reflected in the results shown in Table 1 where the evaluation results for our original estimated sparse scene flow (*Est*) and for a dense version (*All*) that was interpolated by KITTI during evaluation are presented.

4 Results

The most important part of our proposed method is that it extends 2D motion information to 3D space using depth. As described in Figure 1, this is a huge advantage. Compared to optical flow alone, scene flow additionally describes the motion in direction of viewing, providing full 3D motion information that many applications benefit from. We give visual examples of our results compared to other methods in Figures 3 and 4. These figures show the color encoded two disparity maps and the optical flow along with the respective error maps. Figure 4 illustrates that most errors in our approach get introduced in areas where the motion leaves the image boundaries (shaded regions in the error maps) so that our recombination method can not reconstruct scene flow. Other methods that recombine stereo disparity and optical flow often fail even in the visible parts of a scene (see vehicles in Figure 3).

Two major characteristics of our approach are discussed in more detail. First, as explained before, we compute non-dense scene flow. Secondly, the combination of stereo disparity and optical flow is fast compare to state-of-the-art scene flow algorithms.

Table 1: Results of the public KITTI Scene Flow Benchmark [1]. We compare all dual frame methods, i.e. methods that use only two consecutive frame pairs for computation. Results are given as average percentage of outliers according to the KITTI metric. *Noc* shows the evaluation for non-occluded pixels only. *Occ* gives results for all pixels. Our results are displayed for the original submitted scene flow (*Est*) and for the automatic dense interpolation (*All*) of the submission system.

	Noc				Occ					Run
Method	**D1**	**D2**	**Fl**	**SF**	**D1**	**D2**	**Fl**	**SF**	**Density**	**time**
ISF [22]	**4.02**	**4.69**	**4.69**	**6.45**	4.46	**5.95**	**6.22**	**8.08**	100.00 %	600 s
SSF [23]	4.03	5.99	5.40	8.25	**4.42**	7.02	7.14	10.07	100.00 %	300 s
OSF [1]	5.29	6.61	6.26	8.52	5.79	7.77	7.83	10.23	100.00 %	3000 s
CSF [6]	5.31	8.24	11.20	13.56	5.98	10.06	12.96	15.71	100.00 %	80 s
SceneFlowFields [10]	6.08	8.11	10.39	12.99	6.57	10.69	12.88	15.78	100.00 %	65 s
PRSF [5]	5.84	8.10	9.36	11.53	6.24	12.69	13.83	16.44	100.00 %	150 s
Ours (Est)	4.61	8.23	9.47	16.43	4.68	10.61	11.84	19.81	81.24 %	29 s
SGM+SF [15,11]	6.31	10.20	14.89	17.86	6.84	15.60	21.67	24.98	100.00 %	2700 s
PCOF-LDOF [24]	8.02	11.28	13.80	19.68	8.46	20.99	18.33	29.27	100.00 %	50 s
Ours (All)	12.39	15.52	11.75	21.41	13.37	27.80	22.82	33.57	100.00 %	29 s
SGM+C+NL [15,25]	6.31	16.63	25.84	29.84	6.84	28.25	35.61	40.33	100.00 %	270 s
SGM+LDOF [15,26]	6.31	17.36	29.87	33.64	6.84	28.56	39.33	43.67	100.00 %	83 s
DWBSF [27]	19.16	23.55	26.68	35.51	20.12	34.46	39.14	45.48	100.00 %	420 s
GCSF [28]	13.72	23.63	38.05	45.21	14.21	33.41	46.40	53.54	100.00 %	**2.4 s**
VSF [3]	25.31	50.24	41.28	60.78	26.38	57.08	49.28	66.90	100.00 %	7500 s

4.1 Accuracy and Density

Sparsity of course is not a desired result, yet the non-dense nature of our method leads to accurate results. This can be seen in Table 1 where our sparse results (*Est*) outperform other methods which combine stereo and optical flow as well as many of the dedicated scene flow algorithms. Our interpolated results (*All*) are still better in comparison to SGM+C+NL [15,25] and SGM+LDOF [15,26], two methods that also combine depth and optical flow to obtain scene flow in a way similar to ours. This is an expected result because the optical flow algorithm we use is ranked higher in the respective KITTI benchmark [29]. However, interpolation of sparse scene flow as done by KITTI decreases the accuracy significantly. Other interpolation methods could lead to a higher accuracy for dense results [10]. Nevertheless, we outperform many of the dedicated scene flow algorithms like e.g. the variational approach of [3]. In the end, the achieved density of about 81 % (cf. Table 1) is rather high considering that KITTIs data is recorded with a frame rate of 10 which means that large parts of the visible scene leave the image boundaries at the next time step, even for slow ego-velocities. In KITTI, density is given by the amount of available ground truth pixels that are covered by the results. For the non-occluded areas, i.e. areas that are also visible in the next frame, we even achieve a density of 92.42 %. Of course there exist methods that are ranked higher in the KITTI scene flow benchmark. Most of

these methods make further assumptions on the observed scene which makes them less versatile. Furthermore, these methods solve scene flow estimation as a single task where geometry and 3D motion are estimated jointly. This allows for strong regularization mechanisms, e.g. the piece-wise rigid scene model that is used by [5,1,6,22], and has other advantages [30]. But typically, the problem formulation in these methods results in a complex energy term that requires a lot of computational effort to minimize. This is reflected by the considerable long run times of the top performing methods on KITTI. We will investigate our comparable short run time in the next section.

4.2 Run time

The second important aspect of our approach is the fast run time. We draw the following conclusion: The overall run time of any recombination method for scene flow is determined by the run time for depth and optical flow computation. In our case, the 29 seconds stem from 28 seconds computation time for Flow Fields+ and 1 second for disparity computation for both time steps using SGM. Combination time can be neglected. This means that sparse scene flow can be computed in real-time if real-time algorithms for the stereo and optical flow tasks are used. Even though the two subsidiary methods that we use are not the fastest in their respective field, our computation of scene flow from stereo and optical flow is at least two times faster than most methods and about one order of magnitude faster than the top performing method (cf. Table 1).

5 Conclusion

In summary, we have presented a straightforward approach to compute scene flow. Accuracy and run time only depend on the algorithms that are used to compute depth and optical flow. Thus, scene flow estimation in real-time is possible in theory. We have demonstrated that even the basic combination of optical flow and disparity leads to state-of-the-art results which outperform other combination methods and many other dedicated scene flow algorithms. Most of the remaining errors are due to out-of-bounds motions. We have explained why scene flow is preferable to optical flow supported by a visual example.

For future work, we would like to improve the overall results by replacing the automatic interpolation of the KITTI submission system by a more appropriate method like e.g. the one that is used in [10]. It is also imaginable to extend our approach to more than two frame pairs and to apply a intermediate validation strategy like in [31].

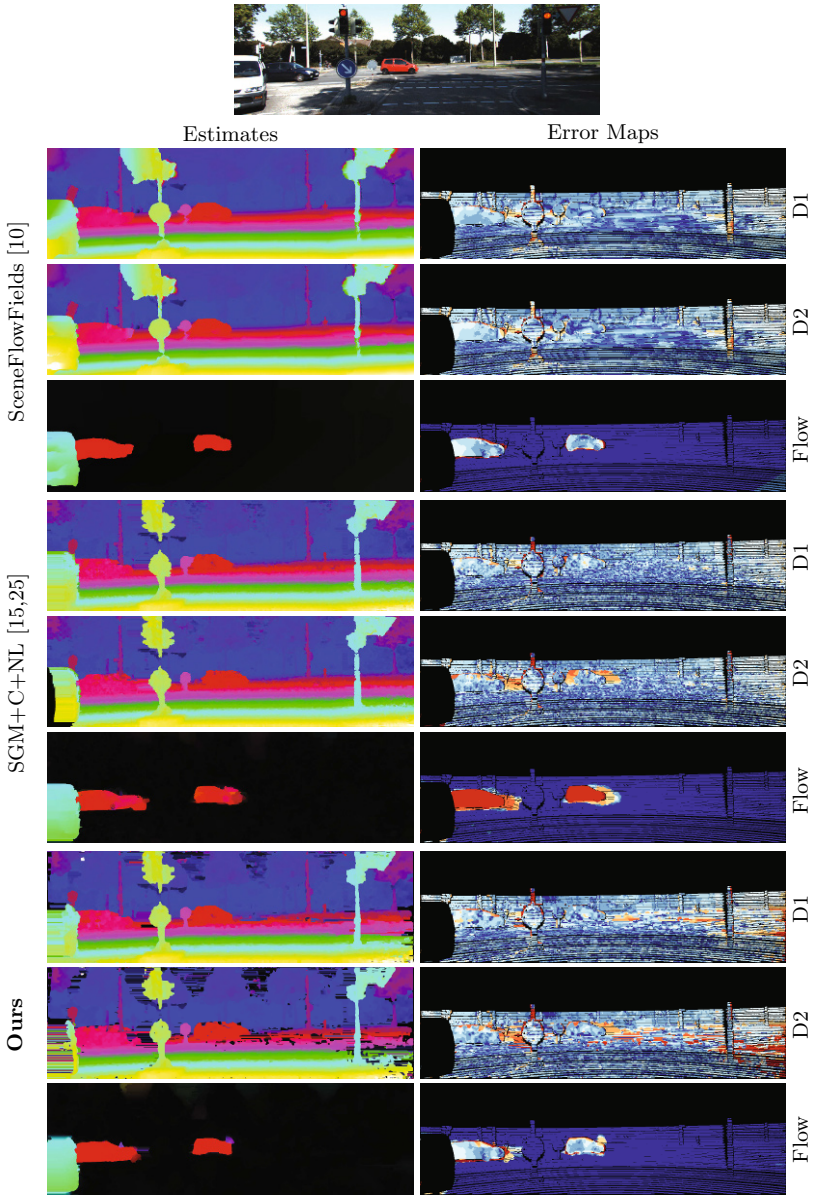


Fig. 3: Visual comparison of the results on KITTI test image 8 for SceneFlowFields [10], SGM+C+NL [15,25], and our proposed method.

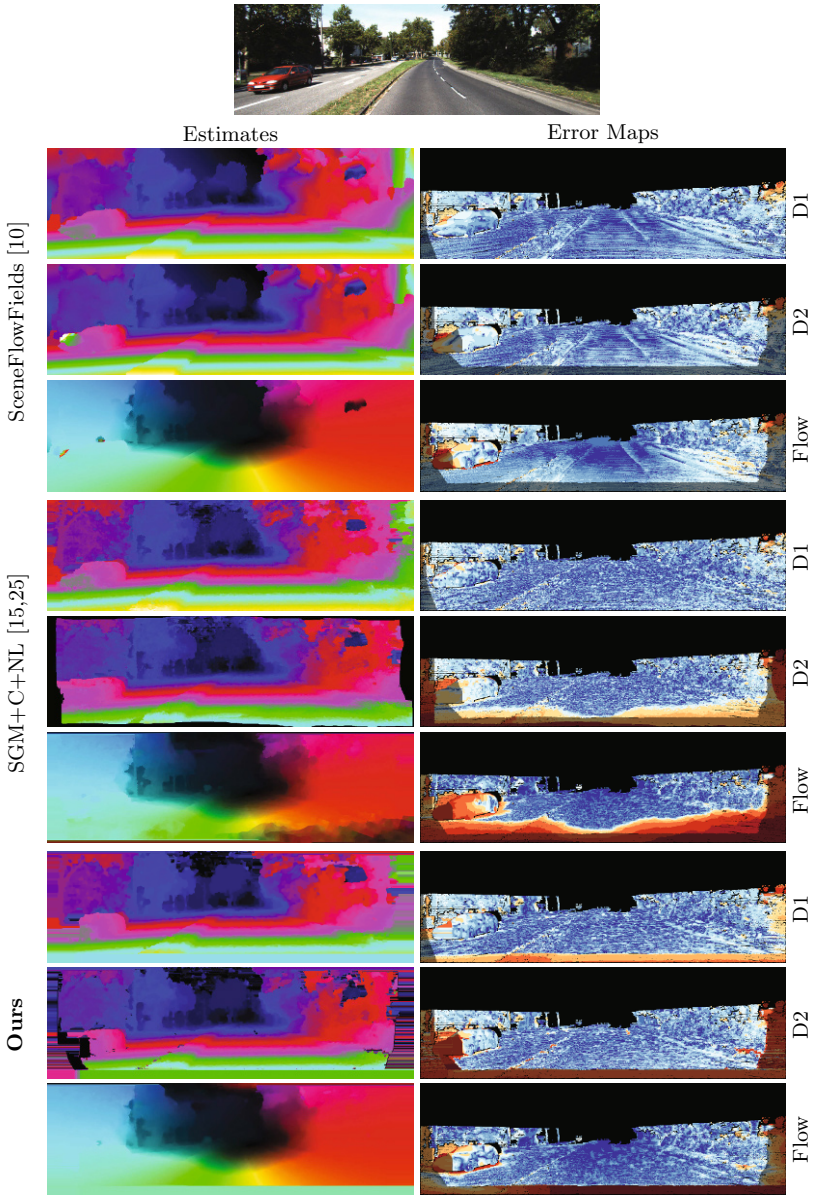


Fig. 4: Visual comparison of the results on KITTI test image 13 for SceneFlowFields [10], SGM+C+NL [15,25], and our proposed method.

References

1. Menze, M., Geiger, A.: Object scene flow for autonomous vehicles. In: Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). (2015)
2. Vedula, S., Baker, S., Rander, P., Collins, R., Kanade, T.: Three-dimensional scene flow. In: International Conference on Computer Vision (ICCV). (1999)
3. Huguet, F., Devernay, F.: A variational method for scene flow estimation from stereo sequences. In: International Conference on Computer Vision (ICCV). (2007)
4. Basha, T., Moses, Y., Kiryati, N.: Multi-view scene flow estimation: A view centered variational approach. International Journal of Computer Vision (IJCV) (2013)
5. Vogel, C., Schindler, K., Roth, S.: Piecewise rigid scene flow. In: International Conference on Computer Vision (ICCV). (2013)
6. Lv, Z., Beall, C., Alcantarilla, P.F., Li, F., Kira, Z., Dellaert, F.: A continuous optimization approach for efficient and accurate scene flow. In: European Conference on Computer Vision (ECCV). (2016)
7. Neoral, M., Šochman, J.: Object scene flow with temporal consistency. In: Computer Vision Winter Workshop (CVWW). (2017)
8. Vogel, C., Schindler, K., Roth, S.: 3D scene flow estimation with a piecewise rigid scene model. International Journal of Computer Vision (IJCV) (2015)
9. Taniai, T., Sinha, S.N., Sato, Y.: Fast multi-frame stereo scene flow with motion segmentation. In: Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). (2017)
10. Schuster, R., Wasenmüller, O., Kuschk, G., Bailer, C., Stricker, D.: SceneFlowFields: Dense interpolation of sparse scene flow correspondences. In: Winter Conference on Applications of Computer Vision (WACV). (2018)
11. Hornacek, M., Fitzgibbon, A., Rother, C.: SphereFlow: 6 DoF scene flow from RGB-D pairs. In: Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). (2014)
12. Jaimez, M., Souiai, M., Gonzalez-Jimenez, J., Cremers, D.: A primal-dual framework for real-time dense RGB-D scene flow. In: International Conference on Robotics and Automation (ICRA). (2015)
13. Yoshida, T., Wasenmüller, O., Stricker, D.: Time-of-flight sensor depth enhancement for automotive exhaust gas. In: International Conference on Image Processing (ICIP). (2017)
14. Fortun, D., Bouthemy, P., Kervrann, C.: Optical flow modeling and computation: A survey. Computer Vision and Image Understanding (CVIU) (2015)
15. Hirschmuller, H.: Stereo processing by semiglobal matching and mutual information. Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence (PAMI) (2008)
16. Yamaguchi, K., McAllester, D., Urtasun, R.: Efficient joint segmentation, occlusion labeling, stereo and flow estimation. In: European Conference on Computer Vision (ECCV). (2014)
17. Bailer, C., Taetz, B., Stricker, D.: Flow Fields: Dense correspondence fields for highly accurate large displacement optical flow estimation. In: International Conference on Computer Vision (ICCV). (2015)
18. Bailer, C., Varanasi, K., Stricker, D.: CNN-based patch matching for optical flow with thresholded hinge embedding loss. In: Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). (2017)
19. Bailer, C., Taetz, B., Stricker, D.: Optical Flow Fields: Dense correspondence fields for highly accurate large displacement optical flow estimation. arXiv preprint arXiv:1703.02563 (2017)

20. Revaud, J., Weinzaepfel, P., Harchaoui, Z., Schmid, C.: EpicFlow: Edge-preserving interpolation of correspondences for optical flow. In: Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). (2015)
21. Hel-Or, Y., Hel-Or, H.: Real-time pattern matching using projection kernels. Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence (PAMI) (2005)
22. Behl, A., Jafari, O.H., Mustikovela, S.K., Alhaija, H.A., Rother, C., Geiger, A.: Bounding boxes, segmentations and object coordinates: How important is recognition for 3d scene flow estimation in autonomous driving scenarios? In: International Conference on Computer Vision (ICCV). (2017)
23. Ren, Z., Sun, D., Kautz, J., Sudderth, E.B.: Cascaded scene flow prediction using semantic segmentation. In: International Conference on 3DVision (3DV). (2017)
24. Derome, M., Plyer, A., Sanfourche, M., Le Besnerais, G.: A prediction-correction approach for real-time optical flow computation using stereo. In: German Conference on Pattern Recognition (GCPR). (2016)
25. Sun, D., Roth, S., Black, M.J.: A quantitative analysis of current practices in optical flow estimation and the principles behind them. International Journal of Computer Vision (IJCV) (2014)
26. Brox, T., Malik, J.: Large displacement optical flow: Descriptor matching in variational motion estimation. Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence (PAMI) (2011)
27. Richardt, C., Kim, H., Valgaerts, L., Theobalt, C.: Dense wide-baseline scene flow from two handheld video cameras. In: International Conference on 3D Vision (3DV). (2016)
28. Čech, J., Sanchez-Riera, J., Horaud, R.: Scene flow estimation by growing correspondence seeds. In: Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). (2011)
29. Geiger, A., Lenz, P., Urtasun, R.: Are we ready for autonomous driving? The KITTI vision benchmark suite. In: Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). (2012)
30. Schuster, R., Wasenmüller, O., Kuschk, G., Bailer, C., Stricker, D.: Towards flow estimation in automotive scenarios. In: ACM Computer Science in Cars Symposium (CSCS). (2017)
31. Wasenmüller, O., Krolla, B., Michielin, F., Stricker, D.: Correspondence chaining for enhanced dense 3D reconstruction. International Conference on Computer Graphics, Visualization and Computer Vision (WSCG) (2014)

Mining Test Inputs for Autonomous Vehicles

Christian Wolschke, Dieter Rombach, Peter Liggesmeyer[1] and Thomas Kuhn[2]

[1] Technische Universität Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern, Germany
{Wolschke, Rombach, Liggesmeyer}@cs.uni-kl.de
[2] Fraunhofer Institute for Experimental Software Engineering IESE, Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany
Thomas.Kuhn@iese.fraunhofer.de

Abstract. Testing of Advanced Driving Assistance Systems (ADAS) with higher level of autonomy is becoming increasingly complex. A variety of situations needs to be tested to ensure a sufficient test coverage. In normal driving condition, this requires enormous amounts of driven kilometers. Our presented approach extracts scenario information from observed simulations and identifies test-cases.
In order to test such system it is necessary to generate test-cases automatically and to execute the test-cases using simulators. The presented approach uses observed behaviors to mine partitions of the test input automatically. The test input consists of continuous behavior of other traffic participants which is supposed to trigger behaviors of the tested vehicle. We discuss how to identify cause-effect relationships and how these relationships can be assembled to test-cases. We demonstrate our approach by analyzing a lane change scenarios of trucks on highways.

Keywords: Autonomous Driving, Test-Case Creation, Virtual Prototyping, Data Mining, Reliability Testing

1 Motivation

Today, the testing of ADAS relies on well-defined specifications, which prescribe the system's response to certain input stimuli. Current systems, like Lane Departure Warnings or Adaptive Cruise Controls mainly implement reactive behaviors to inputs. Upcoming driving assistance systems with higher levels of autonomy will combine several ADAS. This combination may yield emergence effects - unwanted behavior that appears because of unknown system interactions.

Testing of upcoming driver assistance systems requires specific test suites. Existing safety standards such as ISO 26262 assume that explicit and testable requirements are defined for systems under evaluation [3]. Test coverage requirements specify the amount of necessary testing. Future systems will have much larger input sets compared to current systems, system behavior will adapt to road and traffic conditions. Testing requires test suites that cover relevant situations and input stimuli.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_9

The presented approach identifies and categorizes relevant test-cases by observing behavior changes of vehicles under test (VUT) to input stimuli. Optimized test-suites contain test-cases that cover all relevant situations a driving assistance system could experience. Test-cases are mined by observing real world traffic situations or by analyzing records from traffic simulators. Our approach identifies possible test inputs as well as expected outputs for test-cases. Minimal test suites are created by deriving out of many input-output-relations a set of cause-effect-relations, which describe as precise as possible the effects caused by specific inputs. Test-cases are selected according to cause-effect-relationships; only those cause-effect-relationships are selected that have a possible impact on the behavior of the tested assistance system.

The structure of the paper is as follows: In section 2 we give an overview of the related work. Section 3 gives an overview on the concepts of our approach with an example. Afterwards the analysis of observations leads to the generation of cause-effect-relations, which are then used in section 4 to compose test-cases. Finally we summarize the approach and give an outlook on the future work.

2 Related Work

The mining of test inputs incorporates the need to describe and to identify situations and to specify how situations can evolve. The challenges for testing vehicles with high level of autonomy are described by Koopman et al. [3]. They note that future systems will most likely employ machine learning systems, which require new techniques to be certified w.r.t. to their safety requirement. Especially as the requirements can be complex, the implementations may behave differently to two quite similar situations. We address this issue by recording the probability that a vehicle may behave in certain way to a given situation.

The description of certain situations requires well-defined terms as discussed by Ulbrich et al. [8]. They perceive a possible test case as a scenario in which a sequence of situations is traversed. A situation is characterized by the scene and the possibilities how these scene may evolve. A scene is described by the states of vehicles, the road and other environmental objects. We use these definitions, but we also extend the notion, as we describe how situations are compositions of individual cause-effect-relations.

The testing of autonomous vehicles in simulators is addressed by [2]. They identify the need for abstracting the physical environment, defining coverage criteria and generating situations in simulations automatically based on suited descriptions. Upcoming test processes also need to be flexible to address i.e. different vehicle producers. So far [2] addresses the structure of test cases, but does not address how test cases are specified. Furthermore, the reasoning about the achieved coverage from a set of test cases is left to future research. We contribute to the discussion by exploring the possible test space and leaving out only these parts, in which the probability for occurrence is very unlikely.

In order to meet the right abstraction level, [5] and [1] propose to describe a situation by a set of variables, each of them is defined via a set of classes.

Based on these variable they specify test cases explicitly. We will use a similar description by calling these variables as abstract variables and describe, how such representations of test cases can be gained automatically by analyzing traffic observations. We also foresee, that different vehicle types will have different characteristics.

The definition of when a new step in testing with potential new input values should begin is addressed by [1] by the change of certain events. [8] argues, that these events should refer to the change of the behavior of the VUT. In our work we deliberate the notion of the occurrence of events from sequences to partial orders, as independent behaviors such as accelerating and changing the lane may occur concurrently.

[1] describe the situation traversal by rule-sets, which state that a change can occur if certain rules are fulfilled. We adopt the notion that changes are triggered by certain conditions and investigate how such description can be mined from observations. Another approach is described by [7] which brings the notion of probabilities into play, as they assume that situations can only be detected with a certain probability and that the processing then should rely on Bayesian networks. For our work we assume that situations are detectable and the categorization already captures the uncertainties of sensors. The way how situations may evolve is also foreseen with probabilities in our approach.

When it comes to the execution of test cases it is also necessary to describe how input values are initialized [10]. As i.e. a new vehicle cannot pop up directly beside the VUT, it is necessary to create it outside the visibility of the VUT and then to prepare its appearance by letting it approach first. We take over the notion that a vehicle is only capable to monitor vehicles within a certain range. The approaches mentioned above assume to have one single simulator to execute test-cases. However, virtual prototyping of more complex systems requires the coupling of different simulators [4], i.e. MATLAB-Simulink and a simulation of the driving environment. Our approach creates simulator independent test-cases which are suited to include different simulation models in execution of test-cases.

3 Lane Change Scenario

We examine the following example in which a truck wants to change its lane from the first to the second lane as the truck wants to travel in the direction of Y:

In this scenario it is necessary to identify which input stimuli may occur and how this would affect the VUT. One evolution of this situation could be that vehicle 1 starts to accelerate and forces the VUT to abort the lane change maneuver. It is also possible, that the left lane may separate from the other lanes. In this case, the truck may reduce its speed so that it can perform the lane change beforehand. In order to achieve high confidence in testing, it is necessary to identify such input stimuli as well as their combination. Based on the applied input stimuli it is also necessary to define the expectable output behavior. Furthermore, due to the time-continuous nature of traffic situations it is neces-

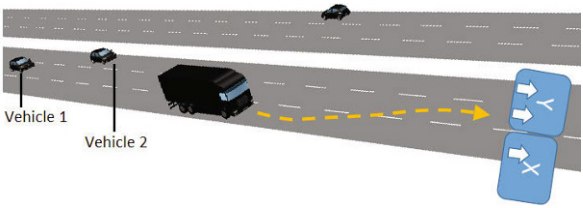
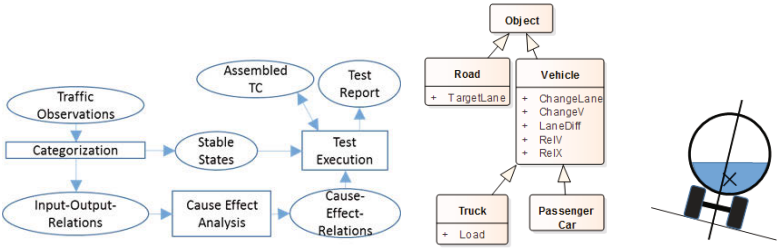


Fig. 1: Lane change maneuver of the truck.



(a) Test case derivation process.

(b) Refinements of abstract variables for different objects.

(c) Tank truck on sloping road.

Fig. 2: Illustrations.

sary to apply suited notations, so that the created test-cases are automatically executable in traffic simulators. In our previous work [9] we identified the need to describe these behaviors declaratively, as simple replays of trajectories would not adapt to different behaviors of the VUT and imperative descriptions would not allow to compare situations automatically. In this work we extend the notion of declarative descriptions, so that automatic detection of situations can be performed.

We operate on the tactical level (according to [6]), which means that we are concerned about maneuver decisions and leave trajectory planning to the test execution environment. The identification of suited situations should be tailorable to specific vehicle type, as i.e. commercial vehicles have slower acceleration capabilities and lower maxima speed than passenger cars.

4 Generation of cause-effect-relations based on observations

For the derivation of test-cases from observations we distinguish three processes to acquire test-cases (cf. fig. 2a). At first the samples are categorized, then the records are grouped to input-output-relations (IO-relations), which describe under which circumstances a certain output was achieved. As not all of the circumstances are relevant to produce an output, we perform automated statistical analysis to identify existing cause-effect-relations. Furthermore, we determine probabilities of cause-effect-relations in defined situations. The number of cause-effect-relations will be smaller than the number of IO-relations, which removes redundant test-cases. While these activities are performed independently of the VUT, the exploration of test-cases is done online during test execution.

Test-cases to be included in the test suite are selected based on the probabilities of occurrence of their cause-effect relations. An example criterion is that a particular driving situation occurs likely at least once in $1,000,000$ driven kilometers.

4.1 Categorization of Samples

We model the world to consist of objects, from which we periodically sample fixed sets of values. Observed objects vary over time, e.g. when vehicles appear or disappear at the borders of the simulated world. Raw physical values are too low-level for categorization of driving behavior; therefore, we introduce abstract variables, which describe the relevant aspects of the driving behavior.

Abstract variables describe object behavior either independently or in relation to other objects. Abstract variables are defined by testing experts and have few classes. A possible list of abstract variables and their definition is given in table 1. As example is the relation of the distance compared to the speed (RelX). Each value has an abbreviation, i.e. [-] for *being behind*, and is characterized by a value range. The value ranges are also determined by the expert, whereby a hysteresis overlapping is defined to avoid too frequent changes in the recordings. Furthermore, the values have default values (printed in **bold**) so that the notation of the variable can be left out, if the default values apply.

In order to tailor the sets of abstract variables to different types of objects, we model an inheritance hierarchy (cf. fig. 2b). This allows us to refine models, which have been developed for passenger cars to the specific needs of i.e. tank trucks, where a sloping road in a curve can be decisive, as it changes the center of gravity (cf. fig. 2c) and can cause overturning at too high speeds. Please note that this structure foresees no special class for the VUT so far. If it is required to specialize the recordings for the VUT, it could be done by introducing a new class that defines additional abstract variables for the VUT.

A situation is defined to be stable if the VUT changes its behavior only due to external stimuli. Stable states are detected if all observed abstract variables of the VUT have the stable (default) values and and no change of the VUT behavior has occurred for a certain time, i. e. 30 seconds.

Related Object	Abstract Variable (Short Name)	Values	
Road	TargetLane	$0..N$	Lane that the VUT wants to reach for its navigation goal $(0..N)$
Vehicle	Change of velocity $(ChangeV)$	$[-]$	decelerate $(a < -0.05m/s)$
		[0]	**none** $(-0.1m/s < a < 0.1m/s)$
		$[+]$	accelerate $(a > 0.05m/s)$
Vehicle	Changing of lane $(ChangeLane)$	$[l]$	change to *left* lane
		$[al]$	*abort* lane change to the *left*
		[0]	**no lane change**
		$[ar]$	*abort* lane change to the *right*
		$[r]$	change to the *right* lane
Vehicle	Relative x position of the other vehicle to the VUT $(RelX)$ d: distance [m] v: velocity [km/h]	$[--]$	*far behind* $(-1.0 < d/v)$
		$[-]$	*behind* $(-1.25 < d/v < -0.25)$
		[0]	**on the same height** $(-0.5 < d/v < 0.5)$
		$[+]$	*in front* $(0.25 < d/v < 1.25)$
		$[++]$	*far in front* $(1.0 < d/v)$
Vehicle	Relative velocity v_{rel} compared to VUT $(RelV)$	$[-]$	slower $(v_rel < 0.9)$
		[0]	**same** $(0.75 < v_rel < 1.25)$
		$[+]$	faster $(v_rel > 1.1)$
Vehicle	Lane compared to VUT $(LaneDiff)$	$-5..5$	positive values mean, that the other vehicle is left to the VUT. **0 is default value.**
Truck	Load distribution of the truck $(load)$	$[l]$	listing to the left (left)
		[0]	**balanced**
		$[r]$	listing to the right (right)

Table 1: Abstract variable definition.

The abstract variable classes will serve as equivalence classes in testing. We propose to use the transitions between assignments of abstract variables as coverage items. As the potential space of transitions is very large, we want to use observations to determine which variables change under which circumstances.

4.2 Input-Output Recordings

The recording of test-cases demands that we relate observed behavior of the VUT to observed changes of other traffic participants and road conditions. Due to the recording of the abstract variables of the VUT, we identify time points when the output behavior of the VUT has changed and identify the inputs that happened before.

For the recording of input-output-relations we observe changes in abstract variables and record which abstract variable values hold for the other objects. Potentially all previous environmental stimuli could have an influence on the behavior of the VUT. The restriction of possible influences is based on two characteristics: At first the time frame to look at is restricted by the last change of the corresponding abstract variable. We consider each abstract variable separately, as their change may happen independently from each other. Secondly, we assume that the delay to a changed input is limited, by i.e. 30 seconds.

The identified corresponding time frame for an output change is used to determine the starting conditions of the input-output-relation. The starting condition is recorded via the abstract variables of each surrounding object. If the recorded situation is stable, the IO-relation is qualified to start a test case.

In the recording of input stimuli, we distinguish between three possible cases how abstract variables may change their values:

1. In the first case, input stimuli occur throughout the reference period. In these cases, we ensure that the same relationship is fulfilled while replaying a test case.
2. In the case that a value changes in one direction, we record the original value as well as the destination value. We notate such a change with an arrow, i.e. $VehX.ChangeV : [0] \rightarrow [+]$ denotes that the Vehicle X was keeping its speed and is now changing it by acceleration. We leave it to the test execution to choose suited trajectories for the transitions.
3. If we encounter transient behavior, we discard this behavior.

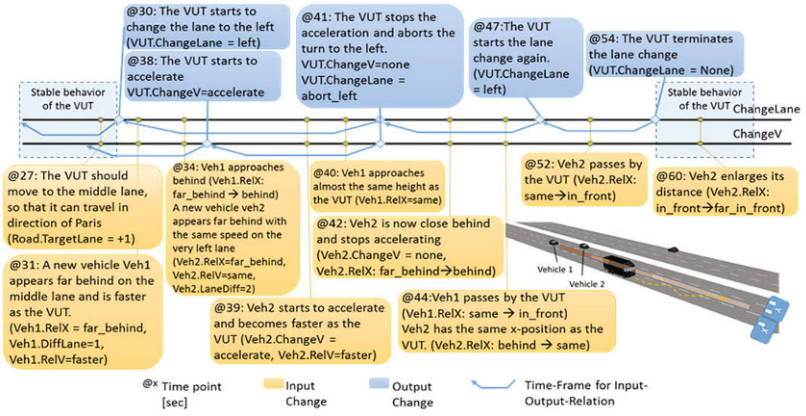


Fig. 3: Example record for the lane change of a truck.

Figure 3 shows an example of how to record a lane change maneuver. While the picture in right-hand corner gives an impression of the maneuver, the two lines for ChaneLane and ChangeV show when they are changed, as well as which input changes happened before their changes. The lane change is initiated by the VUT, as the navigation system proposes to take the middle lane as it leads to the desired direction. In the example we consider all events before the last change of the variable ChangeLane as inputs and cut the considered time frame after 30 seconds.

After the lane change is initiated, the VUT starts to accelerate. As potential inputs we record the change of the TargetLane, the appearance of Vehicle 1 and Vehicle 2, as well as the approaching of Vehicle 1. In the complete example, Vehicle 2 is only introduced to illustrate, that other vehicles may be present and change their values, but might have no influence on the execution. While

ID	Input							Output
	I_1	I_2	I_3	I_4	I_5	I_6	I_7	
IO A	1	1	$[--] \rightarrow [-]$	2	$[--]$	$[0]$	$[0]$	$ChangeLane = left$
IO B	1	1	$[--] \rightarrow [-]$	2	$[--]$	$[0]$	$[0] \rightarrow [+]$	$ChangeV = accelerate$
IO C	1	1	$[--] \rightarrow [0]$	2	$[--]$	$[0] \rightarrow [+]$	$[0] \rightarrow [+]$	$ChangeLane = abort_left$
IO D	1	1	$[-] \rightarrow [0]$	2	$[--]$	$[+]$	$[+]$	$ChangeV = none$
IO E	1	1	$[0] \rightarrow [+]$	2	$[--] \rightarrow [0]$	$[+] \rightarrow [0]$	$[+]$	$ChangeLane = left$
IO F	1	1	$[+]$	2	$[0] \rightarrow [+]$	$[0]$	$[+]$	$ChangeLane = None$

Table 2: Recorded Input-Output-Relation. I_1=TargetLane, I_2=Veh1.LaneDiff, I_3=Veh1.RelX, I_4=Veh2.LaneDiff, I_5=Veh2.RelX, I_6=Veh2.ChangeV, I_7=Veh2.RelV

human analyzers can distinguish the importance of an influence by their knowledge, automated analysis needs to take further traces into account to derive the important input parameters.

In the subsequent test execution Vehicle 1 passes by the VUT so that the VUT can resume lane change and successfully complete the lane change. The finishing may record influence, as in this example, but it happens by internal motivation of the VUT. Even though at second 54 the stable behavior is already reached, we analyze the ongoing output behavior. Only if no change occurs i.e. the following 30 seconds, we assume that a stable state is reached again.

In table 2 the recorded Input-Output-Relations are shown. The input is divided between the constant part and the changes to be made during the test. The output indicates the possible change of the VUT.

These recorded Input-Output-Relations could be used in test case execution. The relations specify constraints on how other objects are to be simulated and which behavior of the VUT is to be expected. The problem is that the recordings may contain concurrent executions. If the individual executions within a record can be filtered, then it will lead to more compact test suite descriptions. Furthermore, we have no possibility to judge about the completeness if only recorded situations are replayed. Another disadvantage of the so far recorded relations is that they may contain more inputs as it is needed. The same applies to the starting conditions recorded.

4.3 Derivation of Cause-Effect-Relations

In order to achieve a test suite, which is minimal and allows to reason about completeness, we want to refine the IO-relations to cause-effect-relations.

Due to automatic identification of the responsible inputs (=causes) for certain outputs (=effects), we want to bring the input-output-relations to a minimized form of cause-effect-relations, which allows their comparison. Hence, we assume that the set of cause-effect-relations expresses the minimal set of possible interactions of the test environment with the VUT: In table 4a an example is shown with six IO-Relations. For each relation the output is an abort of the change to the left, while assuming that currently a change to the left lane takes place. In

Predicates		IO-Relation					
		1	2	3	4	5	6
$p1$	Veh1.RelX=behind	X	X	X	X	X	
$p2$	Veh1.LaneDiff=1	X	X	X	X	X	
$p3$	Veh1.ChangeV= accelerate	X	X	X			
$p4$	Veh2.LaneDiff=2			X	X		
$p5$	Veh2.ChangeLane= Right				X		
$p6$	Veh3.RelX=in_front	X	X			X	X
$p7$	Veh3.LaneDiff=1	X				X	
$p8$	Veh3.ChangeV= decelerate					X	X

(a) Example of different IO-Relations with same output behavior.

Conjunction	Predicates	E	Prop
$IO1 \wedge IO2$	$IO7 = p1p2p3p6$	✓	70 %
$IO1 \wedge IO3, IO2 \wedge IO3$	$IO8 = p1p2p3$	✓	60 %
$IO1 \wedge IO4$, $IO1 \wedge IO5, IO2 \wedge IO4$, $IO3 \wedge IO5, IO4 \wedge IO5$	$p1p2$	✓	0 %
$IO1 \wedge IO5$	$p1p2p6p7$	✓	0 %
$IO1 \wedge IO6, IO2 \wedge IO6$, $IO3 \wedge IO6, IO4 \wedge IO6$	$\emptyset$	✓	0 %
$IO2 \wedge IO5$	$p1p2p6$	✓	0 %
$IO3 \wedge IO4$	$p1p2p4$	✓	0 %
$IO5 \wedge IO6$	$p6p7\overline{p7}p8$	✗	–
$IO7 \wedge IO8$	$IO8$	✓	60 %

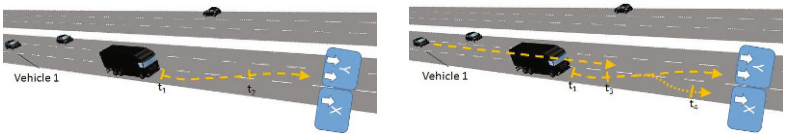
(b) Example of different IO-Relations with same output behavior.

Fig. 4: Analysis of recorded IO relations.

the example the necessary inputs are denote by an X, while underlined $\underline{\text{X}}$ denote not necessary conditions for the IO-Relation.

In order to find minimal input specifications for one output, we build the conjunction amongst the different cases (cf. table 4b). As the new input-output-relation may be too restrictive, we use a set of representative reference implementation to validate, that the new relation still yields the wanted behavior. The process is performed recursively with all new IO-relations, until no new valid IO-relation is created. The conjunctions can be executed, if they are not contradicting to each. In these cases we set the executable flag E. In the example $IO5 \wedge IO6$ are not executable, as IO5 demands that the only vehicle is driving one lane left of the VUT, while IO6 demands that is driving on the same lane as the VUT. In the probability column the ratio of runs with the expected behavior versus all runs is shown. If the probability is 0 % it means, that the combination is not considered to be a cause, as the reference implementations did not exhibit this behavior. The conjunction of IO1, IO2 and IO3 would build a suited reduced IO-relation IO8, while the reductions based on IO4, IO5 and IO6 cannot be reduced further.

By counting the related traces for each cause-effect-relation we derive usage profiles, which state how probable a change in the environment is. Based on the assumption, that the recordings reveal all cause-effect-relations with realistic usage profiles, we can achieve a coverage in testing of all situations evolutions, where the probability of occurrence is sufficient high. Beyond probability, we may include in future work the expected severity in case of any accident, as well as possibility that an accident may occur in the upcoming situation. The definition of these parameters would be analogous to the Failure Mode Effect Analysis (FMEA).



(a) Successful lane change. (b) Lane change abort.

Fig. 5: Test execution.

4.4 Construction of Test-cases

The decomposition of recordings into cause-effect-relations is used in test execution to build up test-cases upon them. As a starting point recorded stable states are be used. During test execution, several cause-effect-relations are applied. The test environments is supposed to check continuously invariants and outputs to check the conformance of the test execution. Therefore, it observes whether any of the expected outputs occurred and raises an exception in case of unexpected behaviors. It also checks the behavior with respect to safety, so that i.e. no accident has occurred, and the necessary safety gaps have been always maintained. Another goal of vehicles is to move as long as no traffic jam exists. The test environment needs to detect in which a vehicle is standing still or driving very slowly, although it could drive (much) faster.

An example of the test execution is given in fig. 5a and 5b. The idea is to perform the test execution iteratively, so that during each test run possibilities for variations are explored. The first test run uses a cause-effect-relation where the preconditions allowthe execution in a stable state. In fig. 5a the test environment could set the target lane so that the VUT (in this case the truck) changes to the middle lane. Each test run logs at which point in time another cause-effect-relation can be applied. In this case, the time interval $[t_1, t_2]$ is identified in which another vehicle can come from behind and force an abortion of the lane change (fig. 5b). While the VUT aborts the lane change it is possible to force a speed reduction within $[t_3, t_4]$ by another vehicle on the most right lane. In this way, the test environment explores the possible test space, which takes into account that different behaviors of the VUT enable different cause-effects to be applied.

The probability that a further cause-effect ce_{new} can be applied together with the set of previously started cause-effects CE_{run} can be determined either by using probabilities which are recorded or by calculating the probability as $p = p(ce_{new}) * p(CE_{run})$. This assumes that the causes occur independently of each other.

We decide to include in ce_{new} all the cause effects $ce_{run} \in CE_{run}$, where one of the following relations according to the Allen's interval algebra is fulfilled: *was before*, *meets*, *overlaps with*, *starts with*, *starts inverse*, *during inverse*, *equals*. This means that we consider only the causes that happened before. Please note

that a once active cause cannot be restarted. Other previous runs of the same cause are taken into account. This is important because oscillating behaviors hase a lower probability over time, so test execution avoids such situations.

The calculated probabilities are used to ensure that the possibility of the cause-effect is sufficiently high. We propose to rank the possible test-cases and to test all possible cause-effects according to the ranking order until the cumulated probability exceeds a certain threshold, i.e. $(1 - 10^{(-8)})$. The probabilities can be used for reliability testing to distribute tests to cases. In the example (cf. fig. 5a and 5b) the probability to change the target lane within that situation could be 2%, the probability that another vehicle then comes from behind could be 5% and the probability that while the lane change is aborted a slower vehicle comes could be 1%. In this case the overall probability for this situation evolution would be $2\% * 5\% * 1\% = 10^{(-5)}$.

Once the cause-effect effect to be applied has been determined, we leave it up to the test environment to decide when to start applying the cause-effect effect. The test environment may use search based testing to optimize the test result. We also leave it to the test execution how the cause-effect is translated to an actual behavior. As the abstract variable classes serve as specification, it is necessary to either assign a reference behavior to each class or to use optimizers to find optimal parameters in testing.

5 Conclusion

Our approach for deriving test-cases for autonomous vehicles enables using a set of observations to generate test suites suitable for certification. The testing process is flexible, as the categorization of observations can be adjusted to different vehicle types, i.e. passenger cars or trucks. Furthermore, our approach dynamically explores possible behaviors of tested vehicles to adapt test suites to the implementation of vehicles under test.

The build test-cases abstract from the observations by using predefined categorizations, which enable to compare different situations, as well as to describe transitions in between situations. Based on the notion, that the categorizations we abstract cause-effect-relations au-tomatically. We understand a test simulation run as the application of several independent causes, which are supposed to yield several effects. The derived cause-effect-relations will also have probabilities stating how likely their occurrence is. This corresponds to the usage profiles in traditional software testing and allows to reason about the achieved reliability of the examined system.

The observations yield also the starting points for test runs. Together with the initial cause-effect-relations, the possible test space is explored dynamically. The proposed test case description describes the possible evolutions of situations on the tactical level and allows the test environment to choose the best suited trajectories.

As a proof of concept we want to use the PTV Vissim traffic simulator to generate (artificial) observations of traffic situations and to generate test-cases out of these observations.

ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to thank the PTV Group for provision of the traffic simulator PTV Vissim.

References

1. Bach, J., Otten, S., Sax, E.: Model based scenario specification for development and test of automated driving functions. In: 2016 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV). pp. 1149–1155 (June 2016)
2. Kim, B., Kashiba, Y., Dai, S., Shiraishi, S.: Testing autonomous vehicle software in the virtual prototyping environment. IEEE Embedded Systems Letters 9(1), 5–8 (March 2017)
3. Koopman, P., Wagner, M.: Challenges in autonomous vehicle testing and validation. SAE Int. J. Trans. Safety 4, 15–24 (04 2016), http://dx.doi.org/10.4271/2016-01-0128
4. Kuhn, T., Forster, T., Braun, T., Gotzhein, R.: Feral - framework for simulator coupling on requirements and architecture level. In: 2013 Eleventh ACM/IEEE International Conference on Formal Methods and Models for Codesign (MEMOCODE 2013). pp. 11–22 (Oct 2013)
5. Mauritz, M., Howar, F., Rausch, A.: Assuring the Safety of Advanced Driver Assistance Systems Through a Combination of Simulation and Runtime Monitoring, pp. 672–687. Springer International Publishing, Cham (2016)
6. Ulbrich, S., Maurer, M.: Probabilistic online pomdp decision making for lane changes in fully automated driving. In: 16th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC 2013). pp. 2063–2067 (Oct 2013)
7. Ulbrich, S., Maurer, M.: Situation assessment in tactical lane change behavior planning for automated vehicles. In: 2015 IEEE 18th International Conference on Intelligent Transportation Systems. pp. 975–981 (Sept 2015)
8. Ulbrich, S., Menzel, T., Reschka, A., Schuldt, F., Maurer, M.: Defining and substantiating the terms scene, situation, and scenario for automated driving. In: 2015 IEEE 18th International Conference on Intelligent Transportation Systems. pp. 982–988 (Sept 2015)
9. Wolschke, C., Kuhn, T., Rombach, D., Liggesmeyer, P.: Observation based creation of minimal test suites for autonomous vehicles. In: 2017 IEEE International Symposium on Software Reliability Engineering Workshops (ISSREW). pp. 294–301 (Oct 2017)
10. Xiong, Z., Olstam, J.: Orchestration of driving simulator scenarios based on dynamic actor preparation and automated action planning. Transportation Research Part C: Emerging Technologies 56(Supplement C), 120 – 131 (2015)

Energy and Resource Efficiency

Representative Road Selection and Route Planning for Commercial Vehicle Development

Michael Speckert[1], Michael Lübke[1], Björn Wagner[1],
Thomas Anstötz[2]and Christian Haupt[2]

[1] Fraunhofer ITWM Kaiserslautern, Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany
[2] MAN Truck & Bus AG, Dachauer Str. 667, 80995 München, Germany
michael.speckert@itwm.fraunhofer.de

Abstract. Measuring loads for durability as well as emission and consumption for drivetrain assessment on public roads are indispensable parts of the commercial on-road vehicle development. Often, manufacturers have been using certain reference routes over many years and gained much experience in the relation of the results to the real world performance of their vehicles. However, known shortcomings of existing routes, novel vehicle concepts or markets make the definition of new routes an important task for the corresponding development departments. To be able to correlate the results collected on a route to different types of vehicles for different markets with a high usage variability, two requirements need to be fulfilled. First, it is mandatory to cover all important road conditions on that route (different types of roads, e.g. highways, major or minor, country and city roads, smooth and rough, flat and steep roads, high and low traffic density etc.). Second, it is important to know the distribution of these road conditions in the market of interest. Thus, we describe two aspects of that process, namely how to find a set of possibly unconnected roads representing all relevant road conditions in a region and how to find a drivable route with a predefined length covering all these properties. While the representative road selection may be used for vehicle simulation purposes, the drivable route is needed for real tests. We develop these approaches based on the Virtual Measurement Campaign (VMC) concept in close collaboration between Fraunhofer ITWM in Kaiserslautern and MAN Truck & Bus in Munich.

Keywords: Reference Route, Road Condition, Tour Planning, Virtual Measurement Campaign, Usage Variability.

1 Introduction

Commercial vehicles like vans or trucks have to fulfill high demands in their daily operation with respect to reliability and durability as well as with respect to emission and consumption. To ensure that these demands are met not only under specific test conditions but also in spite of the highly variable usage in the field, manufacturers have to measure and verify the performance of their vehicles under realistic operating conditions.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_10

Therefore, they are using reference routes (often in the close neighborhood of the plant) for collecting durability loads (wheel and suspension forces, accelerations, strains etc.), for measuring emission and consumption, or for performing endurance testing. Typically, there are different routes for different purposes and these routes have been defined and are fixed since many years. The assumption based on long-term experience is that the results collected there correlate to the vehicle performance in the field in a certain way. For instance, the load density on the reference route for durability is three times higher than in average field applications or the consumption measured on the corresponding reference route is close to the expected average in the field.

Nevertheless, there may be shortcomings of existing routes or adaptations necessary for new vehicle concepts or new markets. This makes the assessment of existing routes and the definition of new routes an important task for the development departments.

To this end, it is first necessary to define all operating conditions relevant for either durability or consumption. This may be done based on factor models (see e.g. [1], [2], [3]) listing the relevant influence quantities and levels such as payload (empty or full), road type (city, motorway, countryside), topography (flat or hilly) etc. Next, one needs to make sure that a route provides all these conditions in a sufficient manner (different types of roads, smooth and rough roads, flat and steep roads, high and low traffic density etc.). Third, it is important to know the distribution of the operating conditions in the market and customer group of interest (usage model, see [4] for more details).

The extrapolation of the results measured on the reference routes to the vehicle performance in the real field application will have to make use of that usage model by a suitable weighting of segments of the route.

In this paper, we will not cover the entire process sketched so far, but concentrate on the following two aspects:

- Analyzing a region or market of interest with respect to the available geo-referenced information and searching for a representative subset of road segments, which covers all conditions in a sufficient manner.
- Deriving a drivable route, which approximately combines all these properties under certain additional practical constraints such as the length.

Accordingly, section 2 contains a short summary of the analysis of regions and routes based on the VMC technology described in [2] and the road measures (road type, hilliness etc.) used herein. Moreover, we introduce an additional simple road measure for drivetrain applications using altitude differences.

Section 3 describes how to define the desired properties of the roads to be determined (e.g. city road segments with high slopes; in principle arbitrary road measures may be used here) and how to find road segments in a given region having these desired properties. We formulate and solve this task as an integer optimization problem and present some exemplary results.

Section 4 introduces the specialized version of the routing we use in order to plan routes (from A to B) or tours (B = A) with the desired properties (see **Fig. 1** for an example).

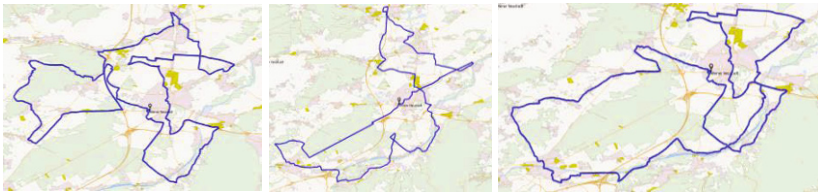


Fig. 1. Three alternative solutions of a tour planning in Austria. The length is approximately 100km in all cases.

Finally, we summarize the ideas and methods described so far and give some more comments on possible applications either for the drivetrain development or for durability engineering such as the planning of a route to be used for measuring durability relevant vehicle loads.

2 Geo-referenced analysis of regions and routes

Basics concepts of geo-referenced analysis

For the reader's convenience and very briefly, this section introduces the main basic concepts of geo-referenced analysis as implemented in the VMC software suite and used in the subsequent main sections 3 and 4. Reference [2] contains a more detailed description.

The fundamental layer of the database we work with is the road network, a map of all roads and connections worldwide, enhanced by legislation data such as driving rules and restrictions as well as traffic signs, crossings etc. In addition, land-use information such as residential areas, industrial areas, or forests is given. This part of the database imports information provided by the non-profit organization OpenStreetMap Foundation (see http://wiki.openstreetmap.org), which is permanently growing and has reached a very good level of quality for most areas of interest. On top of that, we added additional layers e.g. altitude, climate data, road quality, or traffic information, coming from different sources (satellite data or specific other sources).

For subsequent analysis, we decompose the entire road network of a region into VMC roads and road segments. A VMC road is a contiguous stretch of road of maximum length having a unique road type and a unique identifier or name. In addition, we evaluate the land-use data to separate between urban and rural roads. For example, the German motorway named A5 is a VMC road of several hundred km length. Its type is 'motorway' and its identifier or name is 'A5'. On the countryside and especially in the cities, VMC roads are typically much shorter (due to changing road type, identifier, or the urban/rural property). Since properties such as the amount of curves or slopes may change along the road, long VMC roads are divided into shorter road segments, having a maximum length depending on the road type (typically 10km on motorways, 5km on country roads, or 2km in cities).

Of course, a road segment inherits its type (e.g. motorway) from the VMC road. The road segments are the basic entities for any statistical analysis. Besides the analysis of

regions, also specific routes (e.g. the shortest path from a point A to a destination B or the reference route of a truck manufacturer used for consumption measurements) may be imported, analyzed, and compared to regions. In that case, the segmentation of the route into road segments is done based on the road type and the maximum length of road segment only. The identifier of a piece of road is not considered here.

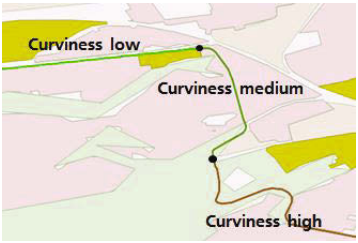


Fig. 2. Sketch of the land-use information in a city and a road with three road segments of different curviness labels.

Next, we store the segments of a region or a route in a corresponding table with columns describing the properties, e.g. length, road type, coordinates of all road nodes along the segment, being a one-way road, containing stop events such as traffic lights, and others. As explained in [2], also more advanced properties such as a scalar measure for the number and curvature of the curves along the road segment (curve score) and for the length and slope of up- and down-hill sections (hill or slope score) are calculated on demand. **Fig. 2** shows an example including land-use information.

Based on the segment tables, regions and routes can easily be compared to each other e.g. in order to check whether a route covers all states of interest in a sufficient way or to compare markets with respect to road specific similarities or differences.

Besides the statistical analysis of the segment tables of regions and routes, there are driver, traffic, and vehicle models available in order to simulate the speed profile of a vehicle traveling along a route under certain traffic conditions with the specified driver behavior. To do so, we have to combine the properties of the vehicle, the driver, and the traffic models with the topography of the route and legislation restrictions (e.g. speed limits). Regarding the vehicle, we work with a set of parameters such as engine and braking power, mass, aerodynamic resistance, rolling resistance, maximum lateral acceleration etc. The driver's influence is modelled based on thresholds for longitudinal and lateral accelerations including stochastic variations as well as on tolerance factors for following the legal speed limits. Again, see [2] for more details. Some recent enhancements deal with the introduction of more detailed drivetrain parameters such as transmission ratios and engine maps.

A simple road measure for drivetrain applications

For drivetrain applications, we recently added a very simple but effective new measure called altitude difference. Let s denote the distance parameter and $h(s)$ the altitude signal along a road segment of length L, then the derivative of the altitude signal $h'(s)$

is the slope and $\gamma_+ = \frac{1}{L}\int \max(0, h'(s))\, ds$ resp. $\gamma_- = -\frac{1}{L}\int \min(0, h'(s))\, ds$ denote the normed upward resp. downward altitude difference of the road segment (which by definition are both non-negative numbers). It is convenient to express the result in $\left[\frac{m}{km}\right]$ such that $\gamma_+ = 60$ means that the positive differences in altitude normalized by the segment length in km is 60m on this road. If the downward altitude difference of this segment $\gamma_- = 0$, then the average (positive) slope is 6%. If both $\gamma_+, \gamma_- > 0$, then the average positive slope is higher. For instance, let $\gamma_- = \gamma_+ = 60$, then the segment starts and ends at the same altitude and the average slope (either upward or downward) is 12%.

Note that these measures depend on the traveling direction. If this is reversed, γ_+ and γ_- swap roles. It is clear that a road segment with a high upward and low downward altitude difference is much more demanding for the drivetrain of a vehicle and consumes more fuel or energy than a flat or purely downward segment. In the reverse direction, the segment is more demanding for the braking system.

In order to check the usefulness of this simple measure, we analyze data of a truck (tractor with trailer, 40t gross weight) on a reference route for long haul transport used at MAN in drivetrain development. The route (length ~360km) is analyzed and segmented in VMC as described above leading to 69 road segments. The road type motorway has the highest share (approximately 80%), the city roads have the lowest share. For each segment, we calculate the more durability related hill score (as explained in [2]) and the simple measure γ_+. In addition, we use measurements of engine speed and torque provided by MAN to calculate the engine work for each segment as well as the correlation between engine work and road measure based on the 69 road segments. In **Fig. 3**, the results of this analysis are shown.

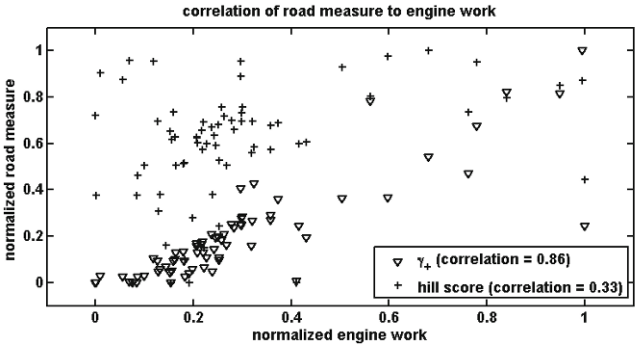


Fig. 3. Normalized road measures over normalized engine work for all segments of a long haul reference route (measurements on a 40t tractor-trailer combination provided by MAN).

It turns out that the new simple measure γ_+ is much better correlated to the engine work (and thus to fuel consumption) than the hill score. In this case, the correlation of engine work to hill score is only 0.33 and to γ_+ it is 0.86. Depending on the route, the correlation may also be smaller, e.g. for another reference route with higher shares of rural and urban roads, the correlation goes down to approximately 40%. Most probably,

this is caused by more braking and acceleration maneuvers (due to stops at traffic lights, traffic, curves …), leading to a higher contribution of acceleration work to the total engine work.

We also checked measures of the type $\gamma(c) = \gamma_+ - c \cdot \gamma_-$ and varied the coefficient c to optimize the correlation of $\gamma(c)$ to engine work. The idea was to model the effect of saving engine work (and consequently fuel consumption) due to downhill sections, but the correlation did not become much better. The correlation-optimized coefficient c varies a bit with the route and is typically close to 0 (this may be different for other types of vehicles). To summarize, γ_+ is good compromise between having a simple to use and vehicle independent road measure for statistical analysis of regions and routes and having a good correlation to engine work and fuel consumption. This measure will be used in the following sections.

3 Representative road selection

In this section, we describe how to find road segments in a given region having some dedicated properties needed for a certain measurement or verification purpose. For instance, we are interested in fuel consumption and we want to find a minimum set of roads in Bavaria such that all relevant road types are covered (motorway, rural and city roads) and within each road type, uphill as well as downhill segments are represented in a predefined mix. This task is solved based on the segment table of the region of interest in the following way.

First, we select the road types we want to cover, e.g. motorway, major rural and urban roads, as well as minor rural and urban roads. Next, we choose an additional road property (measure), which is considered important for the application, for example the upward altitude difference γ_+ as explained in the previous section. Then we calculate the range of values of this measure for all road segments of a road type, divide this into a certain number n of equidistant bins $k = 1,2, \dots, n$ and define, for each bin, the minimum number of road segments N_k we want to identify. For example, assume that γ_+ takes values between $0\ \left[\frac{m}{km}\right]$ (road without any positive slopes, either flat or purely downward) and $150\ \left[\frac{m}{km}\right]$ (road with an average slope of 15% or more) for all minor rural roads in the region. We may divide this range into 10 bins having average positive slopes at least between $0 - 1.5\%, 1.5 - 3\%, \dots, 13.5 - 15\%$ and define $N_k = 2$ for all k, which means that we want to have at least two segments in all bins.

Let i denote the index of a VMC road containing several segments $j = 1,2, \dots$ of lengths $L_{i,j,}$ and measure values $\gamma_{+,\mathrm{i,j}}$. Then, we calculate the number $n_{i,k}$ of segments of VMC road i falling into bin k according to the definition of the binning and the measure values $\gamma_{+,\mathrm{i,j}}$. Now, it is an integer optimization problem based on the matrix $\left(n_{i,k}\right)$ to find a smallest set of VMC roads $i_1, i_2, \dots$ such that $n_{i_1,k} + n_{i_2,k} + \cdots \geq N_k$ for all bins k. The optimization is based on complete VMC roads rather than on individual road segments in order not to get a large set of short unconnected segments, which would require a more careful selection of the initial conditions of speed and acceleration when running a speed profile simulation. As a consequence, the total length

of the resulting road set gets a bit larger and the number of road segments in a certain bin may be higher than requested. Typically, the number of road segments with low or medium upward altitude differences will be higher than the minimum number requested.

In **Fig. 4**, the results of such a representative road selection for major rural and city roads in Southwestern Germany is shown. The upward altitude difference has been selected as relevant measure and at least two segments for each of the twenty bins were required. The solution contains 39 VMC roads, decomposed into 83 road segments and of total length 182km.

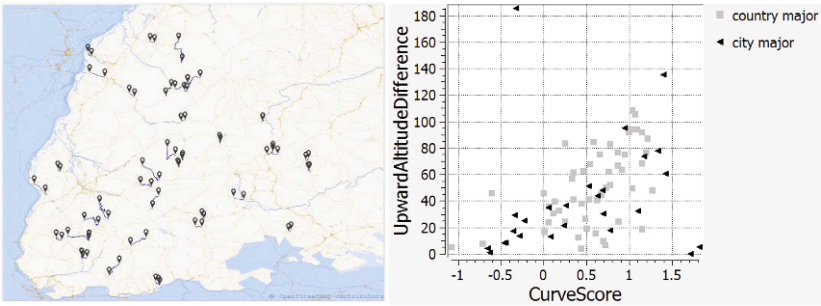


Fig. 4. Result of the representative road selection for various road types in Southwestern Germany based on the upward altitude difference. Left plot: the location of the tracks on the map. Right plot: the upward altitude difference values vs. the curve scores for the road segments contained in the representative road selection. As required, the range of the upward altitude differences is well covered by the selection for the country roads (light grey). For the city roads (black), there are only a few segments with very high values such that not all upper bins contain two or more segments. Moreover, the plot indicates that there is a positive correlation between the curve score and the upward altitude difference. This is not surprising since the topography of the territory inducing large altitude differences often also enforces curves.

This procedure may be executed based on any road measure which best correlates to the desired application. Moreover, it can easily be extended to handle several measures or road properties. The outcome is a set of VMC roads within the selected region, such that the relevant properties (road types and measures) are covered by a minimum number of roads.

These VMC roads can be used very well as input to vehicle simulations, for instance for checking the drivetrain performance of a longitudinal vehicle model under all slope conditions contained in the representative road selection.

4 Tour planning

Depending on the application (e.g. drivetrain durability or consumption) and based on the analysis of the road network of a region or on typical customer data, we can derive the properties, a reference route should hold.

For example, we want to come up with a route, which decomposes into a defined mixture of motorways, country and city roads, as well as high and medium slopes on each of the road types. In addition, the starting point should be close to the manufacturer's facility in a certain region of the world and the length should not exceed a certain maximum in order to be able to complete one lap within one shift (e.g. 8 hours). Finding routes fulfilling all these objectives and constraints without suitable algorithmic support might be a time consuming job of trial and error. Thus, this problem should be tackled with a dedicated algorithm, which in our case is a specialized version of the ordinary route planning as described in the next sections.

Shortest path algorithms solve the task of finding the optimal route in a road network. Usually they search the cheapest (shortest, fastest) route according to a given mode of transport by using a cost function corresponding to factors such as drivable speed, traffic, mode of transport, or time. In our use case, we need a proposal that cannot be provided by such a kind of algorithm. The tours we want to generate may be round trips including loops and should satisfy additional requirements such as a predefined length as well as a certain mixture of road types, slopes, curves, etc.

The tour requirements related to the road properties will be called factor targets, where the term factor corresponds to the factor model used within VMC for statistical analysis of regions and routes as described above. Further, we use coefficients to penalize the use of specific road types such as motorway (which is not desired when searching for a city distribution tour) or residential road (which is not desired when searching a route for a long haul truck). Moreover, using a road segment multiple times within a single trip may not be feasible. The corresponding penalty coefficients are used as factors to be multiplied with the length of the segments.

Our algorithm allows to plan a round trip starting and ending at the same point or between a starting point and a destination point whose distance has to be close enough to satisfy the maximum length constraint.

Usually road networks are modeled as graphs with the nodes representing crossings and the edges representing the roads. The cost for using a road are modeled by a cost function on the set of edges. In our case we choose a directed linear dual graph or edge expanded representation of the road network. This kind of graph was originally proposed to model graphs with edge and node costs (see for example [5], [6]). It provides a sophisticated way of modeling turning restrictions and also turning costs. Therefore, in a linear dual graph, the nodes represent the roads and the edges represent the relation between two roads. Two nodes in the graph representing two pieces of road are connected by an edge, if it is possible to drive from the first to the second piece of road. The cost function on the edges now models the cost for moving along a piece of road and entering another on.

Our algorithm iteratively searches for a trip, which approximates the given factor targets and fulfills the length constraints. Each step starts with a set of trip candidates.

In the first step, the list of candidates contains only the starting node. Each of these candidates is expanded by searching possible extensions of given minimum and maximum length and rated according to the desired constraints. At the end of an iteration step, a new set of candidates is chosen to form the updated set of trip candidates for the next iteration step. The number of candidates is a parameter, which can be used to find a good compromise between performance on the one side as well as quality and variety of solutions on the other side.

For each candidate, we build a spanning tree within a maximum search distance using a shortest path algorithm [7] starting at the end node of the candidate. All paths within that spanning tree have minimum costs. The cost function used by the Dijkstra algorithm models the factor targets for the road segments as well as the penalties. The better the constraints are met, the lower the cost for driving along that segment is.

This generates a set of possible continuations for each candidate. Each of these continuations is checked whether it is still possible to reach the endpoint without exceeding the maximum length constraint. If this fails, the candidate is rejected. If the test is successful (not too long) and, at the same time, the completed candidate exceeds the desired minimum length, it is added to the solution set. As input for the next step, we choose the best N from all remaining candidates with respect to the desired targets. To increase the variation within the set of candidates, we additionally apply a decreasing degree of randomness to the cost function. Depending on how close we are to the end of the iteration, the random influence is reduced such that the length constraints are still met. Once there are no more candidates available for the next step, we stop the iteration and choose the best trip from the solution set.

In the following, a simple illustrative example is shown (see **Fig. 5**).

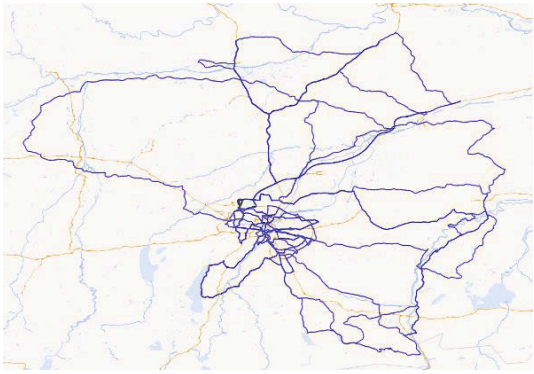


Fig. 5. 15 tours around MAN's plant in the northwestern part of Munich.

A couple of tours should be identified, each starting and ending in Munich at the gate of the MAN plant. Five tours should have high motorway shares, five tours should have high country road shares and five other tours should include some more city road shares. The latter tours should have an approximate length of 200 km, the others an approximate length between 250 km and 300 km each. The tours are shown in **Fig. 5**.

After having generated the tours with the algorithm described above, we analyze all of them with respect to any property, which might be important. In our example, we first look at the road type in **Fig. 6**, since this has been the target to be controlled.

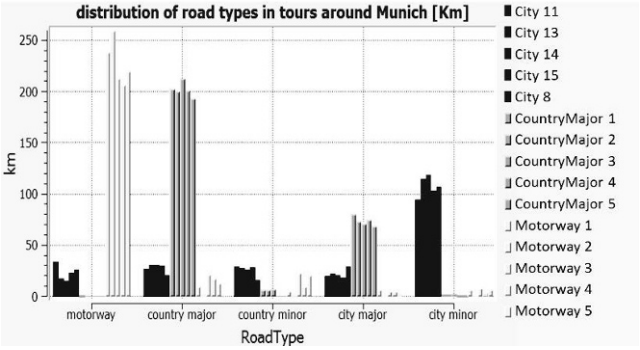


Fig. 6. Analysis of tours around Munich. Light grey: five routes with weight on motorway; grey: five routes with weight on country roads; black: five routes with weight on city roads.

As can be seen easily, the road type shares of the tours within a group are quite similar, whereas they change considerably from group to group. The motorway tours (light grey bars) contain only very little other types of roads. This is, of course, not too difficult to obtain. The second group (grey) of tours contain almost no motorway, about 75% country roads and 25% city roads. The third group (black) contains approximately 65% city roads, 25% country roads and 10% motorways. We easily could have reduced the motorway driving further by applying a penalty to motorways. The stochastic parameter controlling the degree of randomness throughout the routing process has been set to a moderate value. However, this has been sufficient to get the desired variation of tours having similar decomposition with respect to road type.

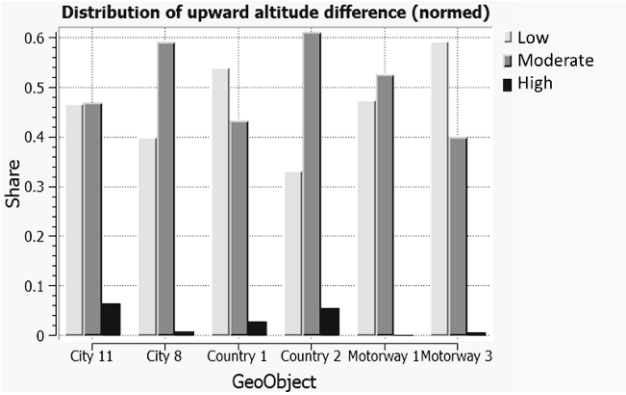


Fig. 7. Analysis of some of the tours around Munich with respect to upward altitude differences.

In **Fig. 7**, some of the tours are analyzed with respect to upward altitude difference classes. Only rather small variations from tour to tour can be observed due to not controlling that measure explicitly and due to the fact, that close to Munich not too much hilly roads exist.

5 Summary

In this paper, we have addressed the task of assessing existing reference routes or deriving new reference routes used by vehicle manufacturers for drivetrain development and validation. Such routes may serve various different purposes. For example, a route may contain all consumption relevant road conditions in a mixture, which resembles the average usage of a truck. In that case, a route may be representative for either a long haul application or for a distribution application but not for both. The reference route may also be constructed such that all consumption relevant road conditions occur to a content sufficient for observing the drivetrain performance, but not for reproducing typical customer usage. In the latter case, the data collected on that route need to be correlated to the customer usage of the truck in a certain market by means of usage models. In both cases, it is important to cover all important road conditions (different types of roads, e.g. highways, major or minor, country and city roads, smooth and rough, flat and steep roads, high and low traffic density etc.) and to know the distribution of these road conditions in the market of interest.

We have described two important building blocks of such a process, namely how to find a set of roads representing all relevant road conditions in a region and how to find a drivable route with a predefined length covering all these properties in a predefined mix. After having recalled some basics of geo-referenced road analysis, we considered a simple road measure and its correlation to the engine work of a truck. It turned out, that despite of the simplicity of the measure (upward altitude difference), it is well suited for the assessment and the selection of road segments. Similar investigations for other purposes may be carried out, for instance based on the road curvature when dealing with durability of steering components or wheels.

The representative road selection described in section 3 is an effective procedure to find road segments in an arbitrary region having certain properties needed for subsequent analysis. Any road measure may be used during the search. Moreover, it is straightforward to extend the method to handle several measures (for example the upward altitude difference and a curvature related measure) at the same time.

Depending on the specific application, the roads contained in such a representative set may directly be used e.g. within simulation tools for longitudinal dynamics. MAN has recently described their simulation environment FASIMAN (see [8]), which can very well be fed with the input coming from a representative road selection. By that process, we make sure that all relevant road conditions are covered, which is important during the assessment of the simulation results for drivetrain engineering, but also for testing and verifying the simulation code itself.

For real driving and performing measurements, unconnected pieces of roads are less useful and it becomes important to find a drivable connected route. This has been the focus of section 4, where we described a technique for the derivation of specific routes or tours having predefined properties. The technique is based on digital map data and uses the ordinary approach for solving a routing problem as a building block within an iterative algorithm. The proportion of the desired properties within the route (either all conditions to approximately the same extent or correlated to real customer usage) can be controlled explicitly.

As in the case of the representative road selection, MAN uses the results of the tour planning for longitudinal dynamics simulation as well as for real driving and measuring purposes. Both methods are embedded in the VMC activities at Fraunhofer ITWM, which are developed to analyze and predict usage variability either with respect to the impact on loads or on fuel consumption and emission.

References

1. Dreßler, K., Speckert, M., Müller, R., Weber, C.: Customer Loads Correlation in Truck Engineering. In: FISITA World Automotive Congress, vol. 3 Testing & Simulation. Springer Automotive Media (2008).
2. Speckert, M., Dreßler, K., Ruf, N., Halfmann, T., Polanski, S.: The Virtual Measurement Campaign (VMC) concept: A Methodology for Geo-referenced Description and Evaluation of Environmental Conditions for Vehicle Loads and Energy Efficiency. In: Berns, K., Schindler, C., Dreßler, K., Jörg, B., Kalmar, R., Zolynski, G. (eds.) 3rd Commercial Vehicle Technology Symposium 2014, pp. 88–98. Shaker, Aachen (2014).
3. Weyh, T., Speckert, M., Opalinski, A., Wagner, M.: Planning a Measurement Campaign in Eastern Europe Using Fraunhofer VMC ®. In: Berns, K., Schindler, C., Dreßler, K., Jörg, B., Kalmar, R., Zolynski, G. (eds.) 13th International Conference Commercial Vehicles 2015 Truck, Bus, Van, Trailor, pp. 207–2017. (2015).
4. Biedinger, C., Weyh, T., Opalinski, A., Wagner, M.: Simulation of customer-specific vehicle usage. In: Berns, K., Dreßler, K., Fleischmann, P., Ilsen, R., Jörg, B., Kalmar, R., Nagel, T., Schindler, C. Stephan, N. (eds.) 4th Commercial Vehicle Technology Symposium 2016, pp. 523–532. Shaker, Aachen (2016).
5. Caldwell T: On finding minimum routes in a network with turn penalties. In Communications of the ACM 4(2): 107-108 (1961).
6. Winter S. (2002) Route Specifications with a Linear Dual Graph. In: Richardson D.E., van Oosterom P. (eds) Advances in Spatial Data Handling. Springer, Berlin, Heidelberg.
7. Edsger W. Dijkstra: A note on two problems in connexion with graphs. In: Numerische Mathematik. 1, 1959, S. 269–271.
8. Anstötz, T., Haupt, C., Ille, T., Intra, C.: Längsdynamiksimulation zur Effizienzsteigerung von Nutzfahrzeugen. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 11/2017.

Use of virtual measurement campaigns in transmission development

M. Scherpelz[1], M. Plieske[1], A. Gottwald[1], T. Halfmann[2], T. Weyh[2]

[1] ZF Friedrichshafen AG, Graf-von-Soden-Platz 1, 88046 Friedrichshafen, Germany
[2] Fraunhofer ITWM, Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany

Abstract.
Today the development process in the commercial vehicle industry is not only focusing on the classic disciplines like design loads, durability and handling aspects. Furthermore, the combination of several topics has to be considered, like fuel consumption, real driving emissions and variable traffic conditions.
The first part of the paper will show the results of current and ongoing investigations using geo-referenced elevation data, combined with digital maps.
The second part of the paper gives an overview about the development process at ZF Friedrichshafen AG. Based on two specific use cases in the current development process of transmissions for city busses and commercial vehicles, the integration of geo-referenced data analysis and statistical methods will be illustrated.
The first use case is focusing on the currently used design routes at ZF Friedrichshafen AG. In a first approach, the well-known routes will be analyzed under statistical aspects, showing the composition of each route in comparison with desired target markets. The investigations will be rounded off by comparing virtually calculated speed profiles with measured profiles, collected from several test runs. The second use case describes the transfer process from well-known home markets to new customer markets. The approach is following the idea to use the software VMC as a virtual release tool for those fields of application, in which less hard application conditions can be considered.

Keywords: virtual product development, load contributions in the field, fuel consumption, traffic conditions, customer usage

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_11

Einsatz von virtuellen Messkampagnen bei der Getriebeentwicklung

M. Scherpelz[1], M. Plieske[1], A. Gottwald[1], T. Halfmann[2], T. Weyh[2]

[1] ZF Friedrichshafen AG, Graf-von-Soden-Platz 1, 88046 Friedrichshafen, Germany
[2] Fraunhofer ITWM, Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany

Abstract.
Heute konzentriert sich der Entwicklungsprozess in der Nutzfahrzeugindustrie nicht nur auf die klassischen Disziplinen wie Entwurfslasten, Festigkeit und Handlingaspekte. Darüber hinaus muss die Kombination verschiedener Themen wie beispielsweise Kraftstoffverbrauch, reale Fahremissionen und variable Verkehrsbedingungen berücksichtigt werden. Im ersten Teil dieses Beitrags werden die Ergebnisse aktueller Untersuchungen zur Nutzung von georeferenzierten Höhendaten in Kombination mit digitalen Karten dargestellt. Der zweite Teil gibt einen Überblick über den Entwicklungsprozess der ZF Friedrichshafen AG. Anhand zweier Anwendungsfälle von Getrieben für Stadtbusse und Nutzfahrzeuge, wird die Integration von georeferenzierten Datenanalysen und statistischen Methoden dargestellt.
Der erste Anwendungsfall konzentriert sich auf die derzeit genutzten Auslegungsstrecken der ZF Friedrichshafen AG. Diese werden zunächst unter statistischen Aspekten analysiert, wobei die Zusammensetzung jeder Strecke im Vergleich zu gewünschten Zielmärkten dargestellt wird. Die Untersuchungen werden abgerundet, indem virtuell berechnete Geschwindigkeitsprofile mit gemessenen Profilen verglichen werden. Der zweite Anwendungsfall beschreibt den Transferprozess von bekannten Heimatmärkten zu neuen Kundenmärkten. Der Ansatz folgt der Idee, die Software VMC als Werkzeug zur virtuellen Produktfreigabe für die Anwendungsbereiche zu nutzen, in denen weniger harte Einsatzbedingungen in Betracht gezogen werden können.

Keywords: Virtuelle Produktentwicklung, Lastbeiträge im Feldversuch, Kraftstoffverbrauch, Verkehrsbedingungen, Kundennutzung

1 Einleitung

Mit der voranschreitenden Digitalisierung rückt die Idee von schlanker Validierung mit virtuellen Methoden zunehmend in den Vordergrund der Produktentwicklung.
Neben der allgemein geforderten Kostenreduktion, spielt auch die Reaktionszeit auf Kundenanfragen eine entscheidende Rolle. Einer der Kostentreiber in der Entwicklung von Fahrzeugantrieben ist die Ermittlung von Auslegungsrouten. Die Streckenprofile der Auslegungsrouten werden genutzt, um mittels Streckensimulationen verschiedene Antriebsstrangvarianten hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Beanspruchung (Lastkol-

lektive) zu bewerten [1]. In diesem Zusammenhang wird überprüft, inwieweit vereinzelt vermessene Streckenprofile (Geschwindigkeit, Steigung) durch virtuell erstellte Streckenprofile ersetzt werden können. In aktuellen Entwicklungsaktivitäten wird untersucht, wie die am Fraunhofer ITWM entwickelte Software VMC® (Virtual Measurement Campaign) hier unterstützen kann.

2 Verwendbarkeit von georeferenzierten Höhendaten zur Bewertung von Energieeffizienz

Seit einigen Jahren untersucht die Abteilung MDF am Fraunhofer ITWM die Anwendbarkeit von geo-referenzierten Daten zur Unterstützung und Verbesserung der Ableitung von Entwurfslasten [2], sowie zur Bewertung der Energieeffizienz von Nutzfahrzeugen [3].
Die Motivation hinter diesem Ansatz, der zum Beispiel in [4,5] näher beschrieben wurde, ist es, die Nutzungsvariabilität und die daraus resultierenden Streuungen der Belastungen oder des Kraftstoffverbrauchs besser zu verstehen. Diese Problematik hat eine verstärkte Relevanz für Nutzfahrzeugflotten in verschiedenen Zielmärkten.

2.1 Vorgehensweise

In diesem Beitrag untersuchen wir die Nutzbarkeit geo-referenzierter Höhendaten in Kombination mit digitalen Straßenkarten zur Schätzung der Steigung entlang willkürlich vorgegebener Routen.
Dazu werden verschiedene Quellen von Satellitendaten ausgewertet, die weltweit erhältlich sind und die unabhängig von der digitalen Karte selbst sind. Solche Daten müssen zunächst interpoliert werden, um die Höhe an den Geometrieknoten der digitalen Straßen zu erhalten und danach geglättet werden, um Rauschen aus dem Messverfahren zu beseitigen, z.B. von Gebäuden, Bäumen. Es hat sich gezeigt, dass es wichtig ist, zusätzliche Straßeninformationen wie das Vorhandensein von Brücken und Tunneln, sowie des Straßentyps (z.B. Autobahn oder kleine Landstraßen) zu berücksichtigen, um den Glättungsprozess weiter zu verbessern.
Sobald ein Steigungsprofil entlang einer Route erstellt wurde, kann ein Geschwindigkeitsprofil berechnet werden, welches auf bestimmten Annahmen über die Verkehrsdichte und Fahrzeugdaten basiert. Hierzu wird ein Basismodell für Längsdynamik mit der Gesamtmasse des Fahrzeugs, der Leistung, den Luftwiderstandsparametern usw. verwendet. Während das Steigungsprofil eine fahrzeugunabhängige, aber dennoch wichtige Information darstellt, bietet das Geschwindigkeitsprofil einen noch detaillierteren Einblick in die Auswirkungen von Steigungen und variierenden Verkehrsdichten auf das Fahrzeug.
Derartige Analysen können für jede Route weltweit durchgeführt werden und bieten so einen guten Überblick über die Leistung einer Antriebsstrangkonfiguration und ihre Abhängigkeit von der untersuchten Region. Auf diese Weise dient es als wertvoller Beitrag zur Entwicklung und Optimierung von Antriebsstrangkonfigurationen.

Im Folgenden werden die zugrundeliegenden Daten und Methoden näher erläutert. Die Ergebnisse werden exemplarisch an einer Route aufgezeigt, für die sehr genaue Steigungsmessungen vorliegen.

2.2 Evaluierung der georeferenzierten Höhendaten

Es wurden zwei Quellen von Satellitendaten ausgewertet, die als globale Datensätze zur Verfügung stehen. Dies ist einerseits der ASTER-Datensatz (Advanced Spaceborne Thermal Emission and Reflection Radiometer) ASTGTM [6] und andererseits der SRTM-Datensatz (Shuttle Radar Topography Mission) SRTMGL1 [7].
ASTER-Daten sind seit der Einführung von VMC in der dazugehörigen Datenbank enthalten. Gegen Ende 2015 wurde seitens der NASA die SRTMGL1-Daten veröffentlicht. Beide Datensätze haben eine Auflösung von 30 Metern und stehen als 1 Grad Longitude x 1 Grad Latitude-Dateien im Raster-Format zur Verfügung. Die SRTM-Daten erfassen alle Landmassen zwischen 60° nördlicher und 56° südlicher Breite. Dies entspricht etwa 80% der gesamten Landmasse der Erde. Die ASTER-Daten hingegen erfassen Landflächen zwischen 83° nördlicher und 83° südlicher Breite, was einer globalen Abdeckung von etwa 99% entspricht.
In verschiedenen Kundenprojekten wurde der Datensatz SRTM hinsichtlich der Genauigkeit der resultierenden Höhen- und Steigungsprofile gegen hochpräzise Messdaten mehrfach ausgewertet. Außerdem wurde der Datensatz mit den Ergebnissen von ASTER-Satellitendaten verglichen. Neben diesen Anwendungsprojekten wurden darüber hinaus auch Daten mit dem System REDAR erhoben (Road & Environmental Data Acquisition Rover [8]), einem Multisensor-Messfahrzeug mit modernster Lasermesstechnik. Im Folgenden werden exemplarisch Ergebnisse aus einem dieser Anwendungsprojekte näher erläutert.

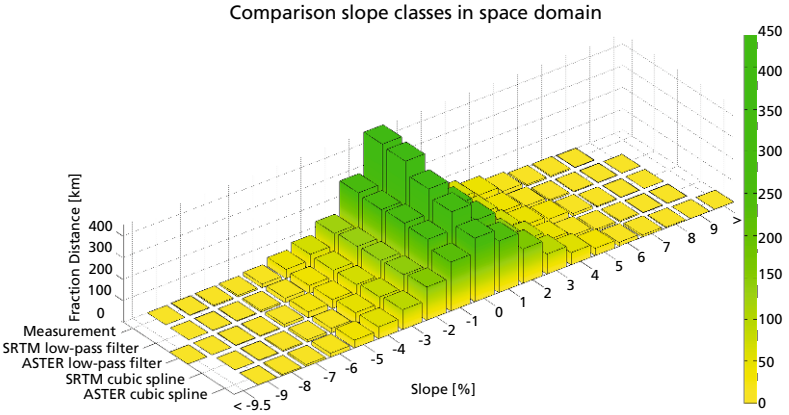


Abb. 1. Vergleich von Steigungsklassen zweier Höhendatenquellen mit Referenzmessung

Aus den gemessenen Daten wurde zunächst die Steigung über der Entfernung berechnet und statistisch ausgewertet, wobei Kilometeranteile der gesamten Strecke in entspre-

chenden 1%-Steigungsklassen in einem Wertebereich von -10% bis +10% berücksichtigt wurden. Abbildung 1 zeigt die statistischen Ergebnisse für eine Variation von zwei Höhendatenquellen und zwei algorithmischen Datenverarbeitungstechniken.

In der abschließenden Bewertung der Ergebnisse wurden einerseits der ASTER- und der neue SRTM-Datensatz miteinander verglichen und zum anderen zwei unterschiedliche Glättungsalgorithmen: eine kubische Spline-Interpolation und ein Tiefpassfilter-Verfahren.
Die Tendenz, welche aus dem Vergleich der Steigungsklassen hervorgeht, wurde auch bei weiterführenden Streckenvergleichen beobachtet. Neben den Einteilungen in verschiedene Steigungsklassen, ist letztendlich auch ein absoluter Vergleich des Höhen- und Steigungsprofils möglich.
In Abbildung 2 ist ein derartiger Vergleich der entsprechenden Höhenprofile (oberes Diagramm) und Steigungsprofile (unteres Diagramm) über einem 20km-Ausschnitt der Distanz der Referenzstrecke dargestellt. Man erkennt im Steigungsdiagramm, dass die beiden gestrichelten Kurven aus der kubischen Spline-Interpolation deutlich zu hohe Steigungen mit einer zu hohen Frequenz aufweisen. Im Vergleich hierzu liefern die tiefpass-gefilterten Daten sowohl für die ASTER als auch für die SRTM-Daten eine erheblich bessere Genauigkeit im Vergleich zur Messung. Wobei im direkten Vergleich der tiefpass-gefilterten Daten die SRTM-Daten wiederum besser als die ASTER-Daten abschneiden, diesen Sachverhalt kann man auch deutlich in Abbildung 1 erkennen.

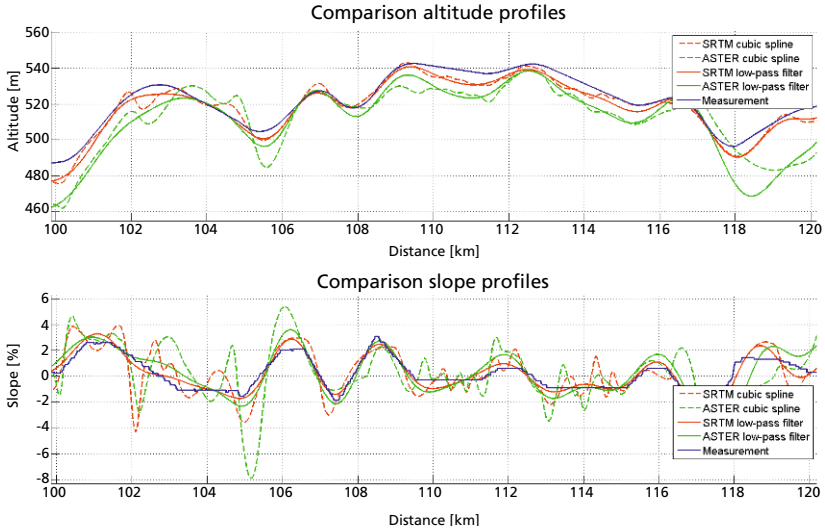


Abb. 2. Vergleich der Höhen- (oben) und Steigungsprofile (unten) über der Distanz

Als Ergebnis der durchgeführten Datenauswertungen wurde der SRTM-Datensatz als der neue Kernhöhen-Datensatz in der VMC-Datenbank ausgewählt. Da die Abdeckung der SRTM-Daten auf Landmassen zwischen 60° nördlicher und 56° südlicher Breite beschränkt ist, wird für die verbleibende Landmasse der ASTER-Datensatz verwendet.

Ebenso ersetzt die Tiefpass-Datenfilterung die bislang vorhandene kubische Spline-Dateninterpolation bei der Berechnung von Höhenprofilen.

3 VMC Anwendungen im Entwicklungsprozess

3.1 Validierung der Methode auf bekannten Auslegungsstrecken

Zur Integration und Validierung der neuen Vorgehensweise, wurde eine der ZF-Standard-Auslegungsstrecken verwendet, für die zahlreiche Messdaten vorliegen. Aus den GPS-Daten der ca. 280 km langen realen Strecke, wurde mit VMC ein virtuelles Streckenprofil erstellt, das den Straßenverlauf und die entsprechenden Steigungen enthält. In Abbildung 3 sind die so ermittelten Steigungsdaten mit Messungen verglichen. Man erkennt eine gute Übereinstimmung im Bereich der Messtoleranzen.

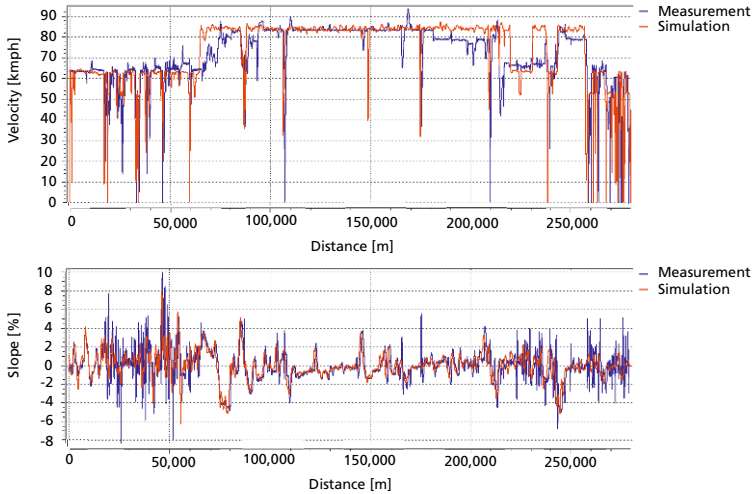


Abb. 3. Geschwindigkeit und Steigung der ZF-Auslegungsstrecke für Messung und Simulation

Auf dieser virtuellen Strecke wurde die Fahrt eines Lkw mit 40to Gesamtgewicht simuliert und ein entsprechender Geschwindigkeitsverlauf berechnet. Naturgemäß kann hier keine vollständige Übereinstimmung erwartet werden, da einzelne Ereignisse zwischen Messung und Simulation nicht identisch sein können. Beispielsweise sind Ampelschaltungen und der Einfluss anderer Verkehrsteilnehmer zufällig und bei jeder Messung auf realen Straßen etwas anders. Dieser Effekt wird durch stochastische Ansätze in der Simulation nachgebildet, die über eine Vielfalt von Variationen eine gute mittlere Übereinstimmung bringen. Im Einzelfall sind Abweichungen unvermeidbar, so zum Beispiel im Bereich 200km-250km. Diese Unterschiede ergeben sich aufgrund von hohen Verkehrsdichten, die in der vorliegenden Simulationsstudie nicht weiter untersucht wurden. Prinzipiell können mit VMC Verkehrseinflüsse jedoch berücksichtigt

werden [5]. Trotzdem erkennt man eine erfreulich gute Übereinstimmung im Geschwindigkeitsprofil.

Mit den gemessenen und den virtuell erstellten Streckenprofilen wurden anschließend Streckensimulationen mit einem ZF-Inhousetool durchgeführt. Das Ergebnis zeigte sehr gute Übereinstimmungen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Beanspruchung. Damit ist die grundsätzliche Übertragbarkeit der neuen Vorgehensweise für diesen Anwendungsfall abgesichert.

Bei der zentralen Getriebeentwicklung der Nutzfahrzeugtechnik der ZF Friedrichshafen AG wurde überprüft, inwieweit die bisher verwendete Standardstrecke für die Auslegung und Nachrechnung von Nutzfahrzeuggetrieben repräsentativ für den vielfältigen Einsatz im Fernverkehr in Europa ist. Diese Aufgabe wurde an einem typischen Fernverkehrs-LKW (40to) durchgeführt, der mit dem ZF Getriebesystem TraXon ausgestattet ist.

Im Rahmen dieser Untersuchung wurde die ZF-Auslegungsroute mit 10 typischen Fernverkehrs-Strecken zwischen europäischen Metropolen verglichen (siehe Abbildung 4). Dazu wurde über das Modul „Route Planning“ die entsprechenden Strecken erzeugt bzw. modelliert. Der erste Schritt war der Vergleich hinsichtlich Streckeneigenschaften (Straßentyp, Steigungseigenschaften).

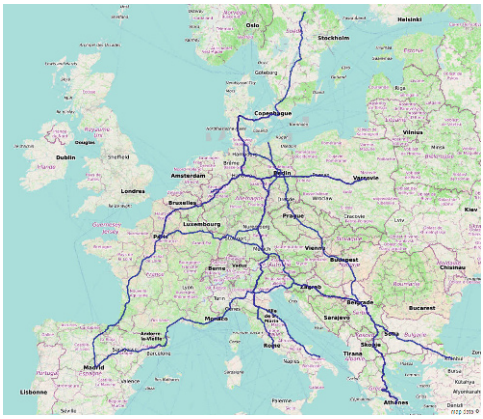


Abb. 4. Strecken quer durch Europa (Karte von Openstreetmap.org)

Hier zeigt sich, dass bei den Vergleichsstrecken der Anteil von Autobahnen deutlich überwiegt, während die ZF-Standardstrecke auch relevante Anteile von Überland- und Stadtdurchfahrten aufweist (siehe Abbildung 5). In der Verteilung der sogenannten „Hilliness“ (Hügeligkeit) in Abbildung 6 ist erkennbar, dass die ZF-Standardstrecke tendenziell weniger flache Abschnitte und mehr Anteile mit mittleren Steigungen aufweist als die Vergleichsstrecken.

Der zweite Schritt bestand darin, für die gewählten Vergleichsstrecken Geschwindigkeits- und Steigungsprofile zu erstellen, diese zu exportieren und im ZF-Simulations-

tool für eine Längsdynamiksimulation zu verwenden. Mit der Funktion „Virtual Measurement“ wurden die Steigungs- und Geschwindigkeitsprofile für einen LKW mit einem typischen Antriebsstrang für den Fernverkehr erstellt. Danach wurden die ZF-Standardstrecke und die Vergleichsstrecken virtuell im ZF-Tool mit dem gleichen Fahrzeug abgefahren. Aus den damit ermittelten Belastungsgrößen wurden Prüfprogramme erstellt. Mit diesen Auslegungskollektiven wurde exemplarisch untersucht, welcher Einfluss sich auf die Dimensionierung des Radsatzes des TraXon Getriebesystems ergibt. Die Breiten der Räder wurden auf die ZF-Standardstrecke normiert.

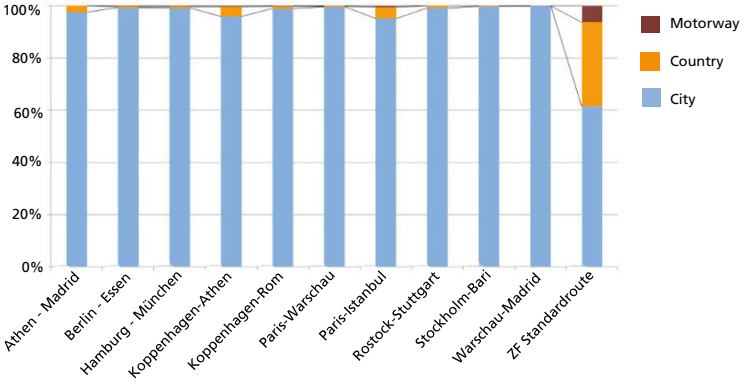


Abb. 5. Anteilige Straßentypen auf den untersuchten Routen

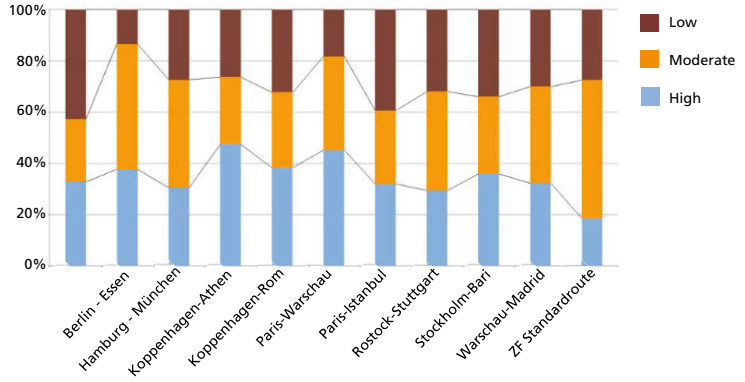


Abb. 6. Verteilung „Hilliness“ (Hügeligkeit) auf den untersuchten Routen

In Tabelle 1 ist erkennbar, dass jede Vergleichsstrecke für sich genommen eine (deutlich) andere Dimensionierung als die Standardstrecke zur Folge hat, die Umhüllende der Vergleichsstrecken allerdings eine ähnliche Dimensionierung wie die Standardstrecke ergeben würde. Einzig im „Gear 3“ ergeben sich um 15% größere Radbreiten. Da in die Dimensionierung noch weitere Anwendungen eingeflossen sind, ist der Radsatz allerdings „breiter“ ausgeführt, als hier dargestellt.

Die Untersuchungen zeigen, dass die ZF-Standardauslegungstrecke den europäischen Fernverkehr sehr gut abdeckt. Vergleichbare Untersuchungen für andere Regionen oder Anwendungen unterstützen die Entwicklung bei einer effizienten und kostengünstigen Bewertung.

	Gear 1	Gear 2	Gear 3	Gear 4
Standardroute	1.00	1.00	1.00	1.00
Athen – Madrid	1.00	0.97	1.15	0.95
Berlin – Essen	0.80	0.81	0.98	0.86
Hamburg – München	0.84	0.87	1.07	0.97
Kopenhagen – Athen	0.84	0.81	1.05	0.96
Kopenhagen – Rom	0.89	0.86	1.05	0.88
Paris – Istanbul	0.88	0.87	1.12	0.92
Paris – Warschau	0.77	0.80	0.96	0.81
Rostock – Stuttgart	0.76	0.88	1.08	0.83
Stockholm – Bari	0.86	0.82	1.05	0.88
Warschau – Madrid	0.88	0.84	1.08	0.84
Worst Case Europa	1.00	0.97	1.15	0.97

Tab. 1. Normierte Radbreiten bei gleicher Lebensdauer

3.2 Übertragbarkeit auf neue Kundeneinsatzgebiete

Im nächsten Schritt wurden mit Hilfe von VMC neue Kundeneinsatzgebiete hinsichtlich Lastkollektive und Performanz untersucht. Für im Vergleich zur Auslegungsstrecke weniger harte Einsatzgebiete können somit Produktfreigaben ohne zusätzliche Messungen erfolgen. Dies bedeutet eine signifikante Reduktion von Kosten und Zeit, und ermöglicht so eine deutlich gesteigerte Reaktionsgeschwindigkeit auf Kundenanfragen.
Für das aktuelle Entwicklungsprojekt Powerline (8-Gang Automatgetriebe für mittelschwere Nutzfahrzeuge), kam von amerikanischen Kunden die Forderung, die Erfüllung der SAE J2807 (Performance Requirements for Determining Tow-Vehicle Gross Combination Weight Rating and Trailer Weight Rating, [9]) mittels einer geeigneten Simulation nachzuweisen. Ein Teil der Norm ist der Nachweis der „Highway Gradeability“ auf der Arizona SR 68 (Davis Dam Grade; Arizona), wobei während des Testlaufs auf der Strecke eine gewisse Geschwindigkeit nicht unterschritten werden darf.

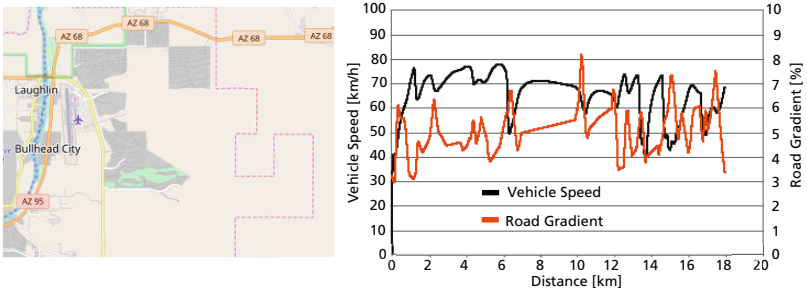


Abb. 7. Abbildung der Route für den SAE J2807 „Tow Test“ (links) und auf dieser Route ermitteltes Geschwindigkeits- und Steigungsprofil (rechts)

Es wurde zwischen Start- und Endpunkt eine Strecke erstellt, das Geschwindigkeits- und Steigungsprofil mit dem Zielfahrzeug ermittelt und in das ZF-Simulationstool exportiert (siehe Abbildung 7). Hierzu wurden Parameterstudien (Hinterachsübersetzung, Zuggesamtgewicht und Kühlsystem) durchgeführt und insgesamt die Erfüllung der SAE J2807 Testanforderung bestätigt.

In Abbildung 8 ist exemplarisch das Geschwindigkeitsprofil eines Zielfahrzeuges für drei Tonnagen dargestellt. Gut erkennbar ist, dass das voll ausgeladene Fahrzeug inklusive Anhänger die geforderten 55km/h nicht unterschreitet und den Test problemlos besteht. Sollten bei diesen virtuellen Freigaben Probleme erkannt werden, so hat die Entwicklungsabteilung frühzeitig alle Möglichkeiten zu reagieren und die Probleme zu beseitigen, bevor erste Prototypen verfügbar sind.

Dieses Beispiel zeigt, wie durch virtuelle Messkampagnen eine Freigabe für diesen speziellen Lastfall gegeben werden kann. Eine aufwändige Messung des Steigungsprofils vor Ort kann entfallen und die Einhaltung der Entwicklungsziele für neue Kunden kann sehr schnell und mit geringem Aufwand überprüft werden.

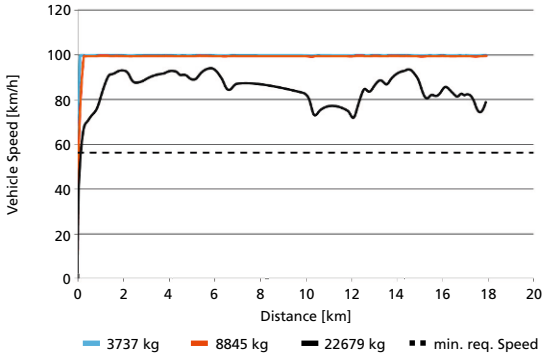


Abb. 8. Simulationsergebnis „Highway Gradeability“ mit verschiedenen Tonnagen

Weitere Anwendungsfälle betreffen die Kopplung von gemessenen Geschwindigkeiten mit virtuell erstellten Steigungssignalen, sowie die Ergänzung von Messdaten, bei denen die Aufzeichnung der Steigungen ausgefallen oder fehlerhaft ist. Damit können Messungen mit fehlerhafter Steigungsaufzeichnung weiterhin genutzt werden. Somit werden kostspielige Ersatzmessungen vermieden und die damit verbundenen Gesamtkosten können drastisch reduziert werden.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Der Beitrag zeigt die Anwendung von georeferenzierten Daten bei der Auslegung und Freigabe von Nutzfahrzeuggetrieben. Da Messungen mit realen Fahrzeugen teuer und zeitintensiv sind, bietet der Einsatz von virtuellen Messkampagnen mehrere Vorteile.

Messkampagnen können im Vorfeld so geplant werden, dass sie möglichst repräsentativ für den Einsatzfall sind. Dadurch kann die Auslegung der Getriebe zielgerichteter durchgeführt werden. Der Aufwand bei Streckenvermessungen kann reduziert werden, da die virtuellen Daten in guter Qualität ergänzend zur Verfügung stehen. Unkritische Anwendungsfälle können im Vorfeld identifiziert und virtuell freigegeben werden. Kritische Lastfälle können ebenfalls weit vor der Prototyperstellung identifiziert werden, so dass die Entwicklung ausreichend Zeit hat, entsprechende Lösungen zu erarbeiten.

Neben der reinen Streckenvorgabe nimmt auch der Einfluss der zu erwartenden Verkehrsdichte im Nutzfahrzeugbereich eine immer bedeutsamere Rolle für die Beurteilung von Kraftstoffverbrauch und Bauteilbeanspruchung ein. Im klassischen Fernverkehr spielt dieser Einflussfaktor gewiss eine eher untergeordnete Rolle. Im Bereich der optimalen Antriebsstrangauslegung im städtischen Verteilerbetrieb, oder dem Stadtbuseinsatz, stellt die Verkehrsdichte jedoch eine nicht zu unterschätzende Randbedingung dar.

Durch die individuelle Parametrierbarkeit des Verkehrs ergibt sich mit VMC eine vielversprechende Möglichkeit, diesen Einfluss detailliert zu untersuchen. Voraussetzung hierfür ist eine genaue Kenntnis der unterschiedlichen realen Verkehrszustände.

Referenzen

1. P. Johannesson, M. Speckert: Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering, 2013, ISBN: 978-1-118-64831-5.
2. Speckert, M.; Dreßler, K.; Lübke, M.; Halfmann, T.: Automatisierte und um GEO-Daten angereicherte Auswertung von Messdaten zur Herleitung von Beanspruchungsverteilungen. DVM Bericht 143, 165-180, (2016).
3. Dreßler, K; Speckert, M.: Simulation der Nutzungsvariabilität für Betriebsfestigkeit und Energieeffizienz unter Verwendung geo-referenzierter Daten, VDI-Verlag, 2014 (VDI-Berichte 2224, ISBN: 978-3-18-092224-9, pp.439-450)
4. Weyh, T.; Speckert, M.; Opalinski, A.; Wagner M.: Planning a measurement campaign in Eastern Europe using Fraunhofer VMC® („Virtual Measurement Campaign“), VDI-Tagung „Nutzfahrzeuge 2015 - Truck, Bus, Van, Trailer “, Eindhoven 2015
5. Speckert; Dreßler; Ruf; Halfmann; Polanski: The virtual measurement campaign (VMC) – A methodology for geo-referenced description and evaluation of environmental conditions for vehicle loads and energy efficiency, 3. International Commercial Vehicle Technology Symposium, Kaiserslautern 2014
6. NASA JPL. (2009). ASTER Global Digital Elevation Model [Data set]. NASA JPL. https://doi.org/10.5067/aster/astgtm.002
7. NASA JPL. (2013). NASA Shuttle Radar Topography Mission Global 1 arc second [Data set]. NASA LP DAAC. https://doi.org/10.5067/measures/srtm/srtmgl1.003
8. Fraunhofer Messfahrzeug REDAR (Road & Environmental Data Acquisition Rover) https://www.itwm.fraunhofer.de/de/abteilungen/mdf/nutzungsvariabilitaet-und-lastannahmen/redar.html
9. Performance Requirements for Determining Tow-Vehicle Gross Combination Weight Rating and Trailer Weight Rating, http://standards.sae.org/j2807_201602/

Fuel Efficiency Optimization of Market Specific Brazilian Truck Applications

Dr. Roman Teutsch*), Rivaldo Cheruti, Rodrigo Gasser, Mauricio Pereira, Abimael de Sousa, Dr. Christof Weber

Mercedes-Benz do Brasil, Av. Alfred Jurzykowski 562
São Bernardo do Campo, SP 09680-900, Brasil
christof.weber@daimler.com

*) From 01.01.2018 on, member of the Faculty of Mechanical & Process Engineering of the Technical University of Kaiserslautern, Germany

Abstract:

In Brazil, the biggest country in South America, a lot of transportation activities are required for the internal supply of the inhabitants, for the import of products that are needed in the country and for the export of locally produced goods. The strongest industry in Brazil is the agricultural business, i.e. the production of grain, corn and soya, for usage in the country but also for exportation. Large truck-trailer combinations (the Bitrain, or in Portuguese "Bitrenzão") of up to 74 tons on 9 axles are commonly used, to bring the grain to the far distant harbors. A big difference compared to the typical European application with "only" 40 tons.

Since the railway transportation is not very well developed in the country, the transport of goods on road is often the only alternative. The fuel efficiency of the trucks, nowadays, is the first buying criteria, especially for the big fleet owners with several hundred vehicles. They even pay their drivers according to their efficiency in driving and the truck manufacturers are commonly invited for a fuel efficiency competition before the fleet owner makes his buying decision.

The article first summarizes the general improvements concerning fuel efficiency, introduced in 2016 with the new ACTROS face lift – the Mercedes-Benz flagship in the Brazilian market.

The following chapter focuses on a specific application in the grain transport of a customer in the south of Brazil. There, the vehicles always run the same route from the interior to the local harbor and back, 24 hours a day and nearly 100% in loaded condition. Based on the analysis of the customer operation, specific measures to improve the fuel efficiency in this application are proposed and discussed.

The last chapter summarizes the fuel efficiency potential of an application specific optimization and gives an outlook of future improvements in the sector of fuel efficiency.

Keywords:

Fuel Efficiency Optimization, Brazilian Market, Specific Truck Application

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_12

1 Introduction

Brazil, as the biggest country in South America, has numerous mineral resources and produces many agricultural and industrial products. The distribution of these goods to the most remote areas as well as the transportation to and from the big sea harbors inside the import and export business, often involves thousands of kilometers. Until now, only few railways exist in the country and even though, only around 15% of the road surfaces are paved, the transportation of goods is still mainly performed on road. In combination with different load regulations and the demanding, mostly hilly topography with various long and steep slopes, the Brazilian transport applications differ from what is known from Europe and most other countries in the world.

Offering the right vehicle for the specific customer application is one of the biggest challenges of the truck manufacturers in Brazil. Mercedes-Benz do Brazil is addressing this challenge since its foundation in 1956 by an open dialogue with the customers as well as by detailed market and application surveys.

Due to the long transport routes through the most deserted regions of the country, the robustness and reliability of the vehicle is a pre-requisite to the customer. Attributes, which have always been a strong advantage of the Mercedes-Benz brand. However, the market is evolving and there is a trend to bigger truck fleets of several hundred vehicles. These fleets are operated highly professional, thus the Total Cost of Ownership (TCO) has become the most important economic factor. The fuel efficiency of the vehicle usually makes the biggest part of the TCO and has become the first buying criteria of the fleet owners. More frequently, nowadays, customers invite the manufacturers for a fuel efficiency competition before making a buying decision and in many companies, the drivers are already payed according to their "fuel" efficiency.

Driven by customer demands and new weight legislations, the vehicle market in Brazil has deeply changed within the last decade. The standard tractor with 2 axles (4x2 with 1 driven axle) with up to 44 tons gross combination weight, as common in Europe, is no longer the preferred means of transportation. Vehicles with 3 axles (6x2 with 1 driven axle) with up to 53 tons and/or 6x4 with 2 driven axles and up to 74 tons of gross combination weight have become dominant.

The biggest transportation market of today in Brazil is in the agricultural business, i.e. in the transportation of grain, corn and soya, where large truck-trailer combinations (the Bitrain or in Portuguese "Bitrenzão") of up to 9 axles and 25m length are commonly in use. They are loaded directly on the field and bring their load over several thousands of kilometers to the big sea harbors, where they are unloaded by tilting the whole truck-trailer combination on huge lifting systems (Fig. 1).

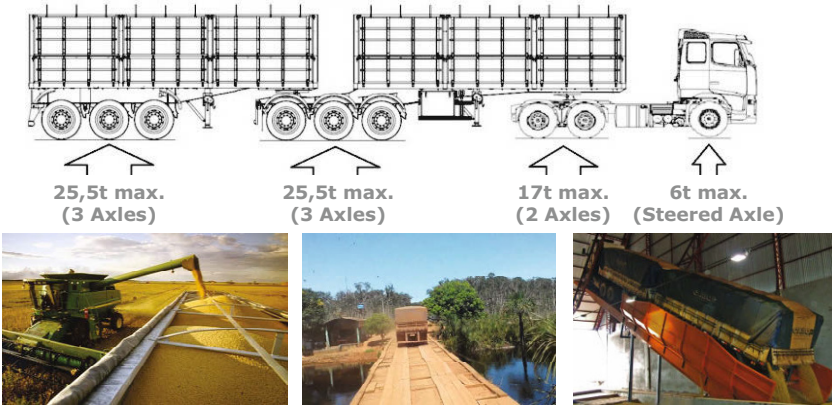


Fig. 1. Application of a "Bitrain" (Bitrenzão) truck-trailer combination as commonly used in the agricultural transportation business

2 General Fuel Efficiency Improvement

This chapter refers to the latest facelift of the Mercedes-Benz flagship in the extra heavy high end segment, the ACTROS that was introduced in Brazil in 2016. The fuel efficiency was improved by more than 5% in comparison to the predecessor by consequently applying new technologies out of the worldwide vehicle platform and by optimizing the vehicle concerning the special Brazilian application (Fig. 2); according to our motto "As estradas falam … a Mercedes-Benz ouve" or in English "The roads are talking … Mercedes-Benz is listening".

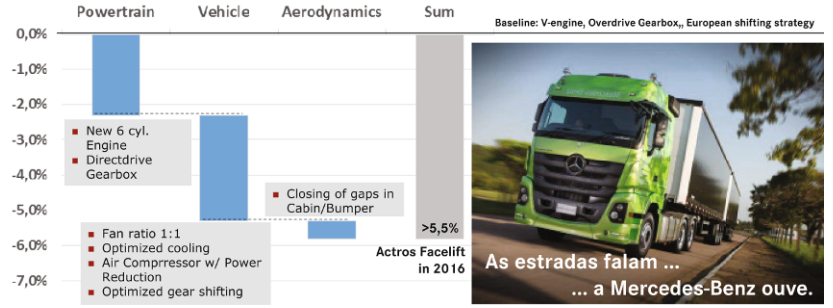


Fig. 2. Fuel efficiency improvements in the ACTROS facelift 2016

From the diagram, it is evident, that the fuel efficiency improvement was not only based on one single measure but on the combination of different optimizations, com-

ing from the power train, the vehicle, its auxiliary consumers and from the improved aerodynamics of the new cab exterior.

One key factor in fuel efficiency, however, is the driver. Consequently, there is a big potential in supporting the driver by giving him feedback about his current driving behavior and/or by improving the automation of the truck. In order to reach the best results, the shifting time between different gears was reduced considerably throughout the development. Based on this, the gear shifting strategy was adapted to the Brazilian-specific application by calculating the next gear and shifting point dependent on the current driving situation and vehicle condition.

Knowing, that heavy vehicles are rather driven by the engine torque than by the power, the shifting points were moved towards the maximum torque (Fig. 3) and the torque curve was adapted to give a steady increase of torque towards its maximum.

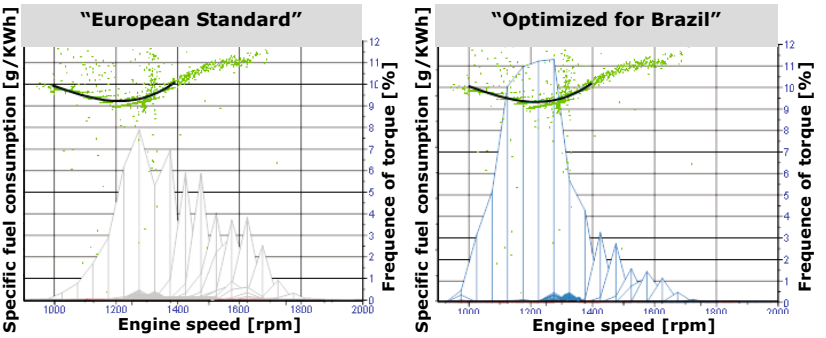


Fig. 3. Specific fuel consumption and frequency of engine speeds: standard vs. optimized

In addition, the fuel map was optimized in order to get the best fuel efficiency results, especially in the high torque region. Figure 3 shows that the adapted shifting strategy makes much more use of the lower engine speeds, in the region where the fuel map of the engine has its optimum.

The adapted gear shifting strategy also helps to keep the long gears in various situations in the typical hilly Brazilian topography, further contributing to an improved efficiency. Figure 4 shows the frequency of gear application for the gears 6 to 8 that are commonly used in many uphill situations.

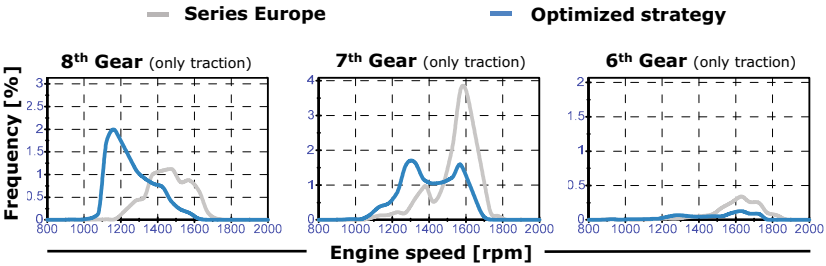


Fig. 4. Frequency of usage of typical uphill gears 6, 7 and 8: standard vs. optimized

It is can be seen from figure 4, that the 8th gear is used a lot more in the optimized strategy while the usage of the gears 6 and 7 is reduced considerably.

3 Fuel Efficiency Optimization in Specific Applications

With the detailed knowledge of a specific application, fuel efficiency can even be further improved, by tailoring the truck to the particular needs of the customer. As an example, a customer operating in Paraná, in the south of Brazil is used in this section. As a starting point, his special operating conditions were analyzed in depth.

The vehicles are always using the same route to transport grain to a stock near the harbor of Paraná in the south of Brazil (Fig. 5).

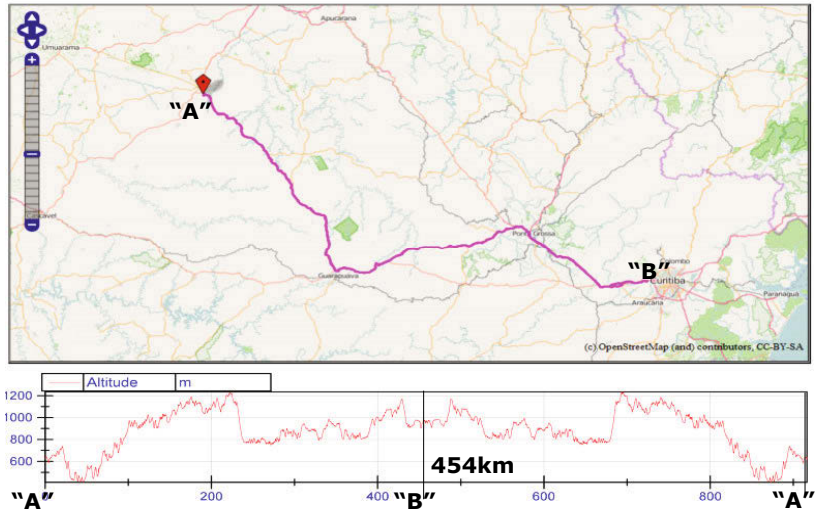


Fig. 5. Special operating condition of a customer in the south of Brazil

The track itself is quite demanding but represents the typical Brazilian topography with ups and downs and some deep valleys in between. The gross combination weight of the 6x4 vehicles is reduced to 57 tons, which allows a 24 hours operation according to the Brazilian law. On their way back, the vehicles carry calcium fertilizer to the interior, so that the customer vehicles nearly run a 100% in loaded condition. Today, still an exception but, for sure, more common in the future, while the market is developing quickly.

The drivers even get a bonus with respect to their fuel efficiency, which also has become more frequent nowadays in the market. Therefore, the drivers themselves, have an interest that the vehicle offers the best fuel efficiency in the competitor field. Furthermore, the vehicles are thoroughly monitored by the fleet manager, who has the overview of the current fleet consumption and the variation over the time.

The following subsequent sections describe some measures that were introduced to improve the fuel efficiency in the specific customer operation:

3.1 Longer Axle Ratio

As a first measure to improve fuel efficiency, a longer axle ratio was introduced to the customer vehicles and tested directly in the specific track. Figure 6 illustrates the effects of this optimization.

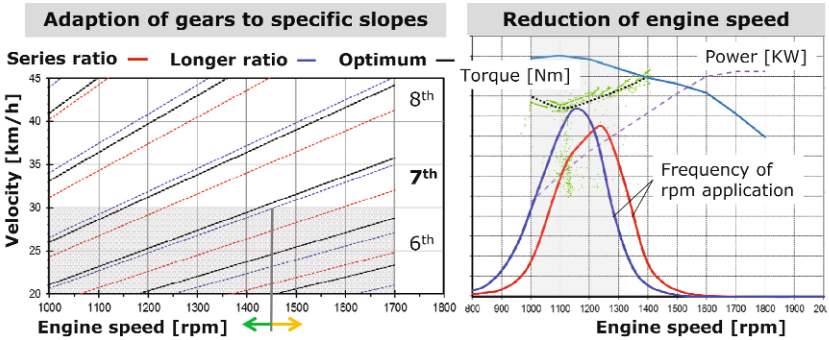


Fig. 6. Effects of the utilization of a longer axle ratio in the specific customer application

With the longer ratio, the 7th gear fitted much better to the typical range of speeds (20 to 30 km/h) in the steeper slopes (5,0 to 6,5 %) in the customer track (gray shaded area, left side). In addition, double shifts (7th to 8th and back to 7th), which are usually a big penalty in terms of fuel consumption, could be avoided.

Another side effect was the general reduction of engine speed with the same positive impact on fuel efficiency as discussed in the previous chapter. The higher torque at lower engine speeds helps to keep the longer gears in many uphill situations and the engine mostly operates in the optimum region of the fuel map (gray shaded area, right side).

3.2 Eco Roll Function in Manual Mode

Since the drivers know their track very well, the best prefer to run in manual mode and control the gas pedal by looking at the turbo pressure as an indicator of the engine load. In front of a hilltop, an advanced driver would release the gas pedal, knowing that the vehicle will accelerate again in the coming downhill without spending any fuel. Even though these drivers currently prefer to drive in manual mode, it is worth mentioning, that in the latest software release, this “intelligence” was also implemented inside the Mercedes-Benz automation module. When looking over the full range of drivers, this might help to optimize the fleet consumption in the future; interesting for both, the fleet manager and especially the fleet owner.

However, this chapter aims to explain the so-called “Eco Roll” function that, so far, has only been implemented in automated mode. The function sets the gearbox to neutral when the vehicle is close to the desired speed and is cruising in a moderate topography. It should be mentioned, that the fuel consumption in idle speed of the engine is reduced but not zero as in cases where the vehicle is in a steeper downhill with a gear engaged to keep the velocity. Therefore, the strategy has always been, to re-engage the most suitable gear again, whenever the current vehicle condition allows it. In the special topography of the customer application, however, the strategy could be revised to further optimize the fuel efficiency.

The diagrams in figure 7 show the vehicle speed, the applied gear, the topography information and the engine speed as the vehicle advances on a typical hilly section of the customer track. For the analysis, the course of the vehicle was divided in four phases:

(1) Downhill situation – “Eco Roll switches on”
When the driver activates the Eco Roll in the downhill slope, the gearbox shifts to neutral and the vehicle further accelerates only by its accumulated potential energy.

(2) Start of a short uphill
When the topography changes to a short uphill, keeping the Eco Roll function switched on, the vehicle decelerates slightly but still keeps rolling.

(3) End of the short uphill
As the kinetic energy is enough to overcome the short uphill slope, the fuel consumption is reduced. The vehicle starts to accelerate again using the potential energy in the next downhill section.

(4) End of the downhill – “Eco Roll switches off”
After 4km of rolling in neutral gear through the up- and downhills of the track, the driver deactivates the Eco Roll and the vehicle shifts to the most suitable gear to accelerate into the next and longer uphill slope.

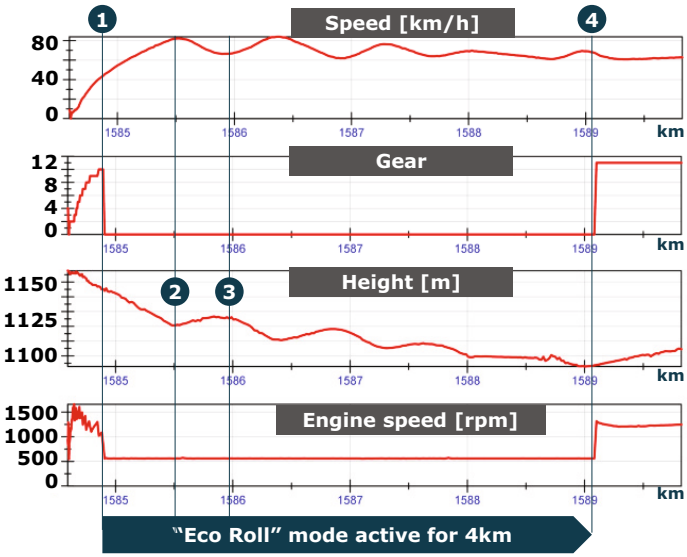


Fig. 7. Function of Eco Roll in the customer track

Since the drivers know their track very well, the Eco Roll function can be applied very efficiently, quasi as a more intelligent system, that "knows" the track. After some training, most of the drivers applied the Eco Roll; the more advanced in up to 13% of the total track, which reduced their fuel consumption considerably and thereby increased their salary.

3.3 Utilization of Air Deflectors to Optimize Aerodynamics

In the "Grain" application, the height of the truck cab usually equals the height of the trailer. In an investigation in a wind tunnel, it was shown, that in such cases, a standard roof spoiler could be disadvantageous [1]. Therefore, internal investigations concentrated on the side deflectors and the roof edge without applying a roof spoiler.

Figure 8 shows the aerodynamic results from a coast down test [2] and the fuel consumption in a constant speed test [3] for different spoiler configurations. Even with small roof edges, the aerodynamic benefit at 80 km/h is already around 5%. A value that can be improved to around 12% by the application of bigger roof edges.

The aerodynamic improvements, of course, directly impact on an enhanced fuel efficiency of around 1,5% to 4,5%, depending on the configuration. However, these values might vary depending on the application and in the specific customer application with a low average speed of around 55 km/h the benefit was reduced to around 50% of the above mentioned values. In addition, the customer, generally does not like air deflectors for maintenance and reliability reasons so that all the comparisons in the specific customer track were finally carried out without deflectors.

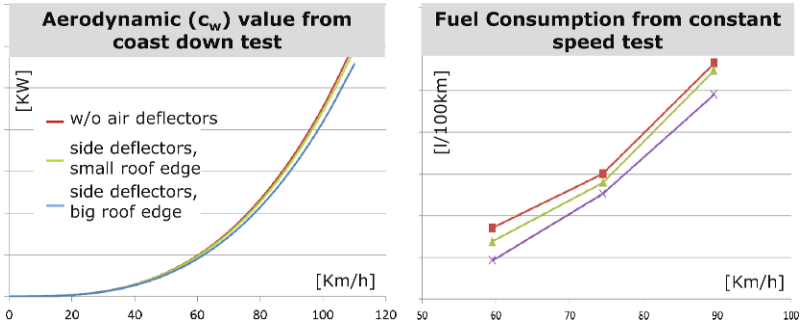


Fig. 8. Effect of air deflectors on aerodynamic performance and fuel efficiency

4 Summary

Besides the measures discussed in the previous chapter three further optimizations were introduced to the competition vehicle:

- a weight reduction package with a shorter wheelbase and air suspension, a smaller tank volume and aluminum wheels
- a downsized engine from 510hp to 480hp (possible, since only 57 tons instead of the maximum of 74 tons are applied) including an optimized fuel map
- an improved gear-shifting through the fine tuning of the weight/slope calculation tolerance

Fig. 9 gives a summary of all the proposed measures, accounting for around 8,0% of additional fuel efficiency improvement in the specific customer application. Of course, some of the additional measures have already been introduced to the series production in order to further improve the fuel efficiency for all customers.

Longer axle ratio:
- Avoidance of double shifting in steep slopes
- Reduction of engine speed

Driver education & manual Eco Roll :
- Rolling in Eco Roll mode in 13% of the track

Utilization of air deflectors:
- Side deflectors w/ big roof edge

Application of weight reduction package:
- Shorter wheelbase, optimized smaller tank volume, air suspension, aluminum wheels

Engine "Down-Sizing" (510hp ➔ 480hp):
- Reduction of engine power to utilize torque

Improved gear-shifting:
- Fine tuning of weight/slope calculation tolerance

Fig. 9. Summary of fuel efficiency measures proposed for the specific customer application

After all, the benefits in Fuel Efficiency support a good market perspective of the new ACTROS in Brazil. Although the market was very weak within the last 2 years, due to one of the biggest economic crises in Brazil, the sales numbers could be increased considerably since the introduction of the new model in 2016.

As for a future perspective, Mercedes-Benz will work on further improvements in the automation and the reduction of gear shifting times. A predictive cruise control that uses map and topography data as well as the GPS position of the vehicle (as commonly used in Europe), will also be introduced, soon.

Other areas of improvements for the future are in the technical optimization of the auxiliary devices and in the optimization of their operating strategy.

Additionally, there is still a huge potential in the power train, e.g. in the development of more efficient engines as well as in the reduction of friction and churning losses in the rotating and lubricated components.

The "Fuel Duel" has already started and fuel efficiency will stay an "evergreen" …
… with the need of the contribution of many areas … and
… as a playground for collaboration and research for many disciplines!

5 References

This article is mainly based on internal standards, reports, measurement and benchmark results. They are courtesy of Mercedes-Benz do Brazil and/or Daimler Trucks and are therefore not published. The cited sources are reference for some specific test procedures, which are common sense and/or can be treated as "state-of-the-art" standards in the automotive industry:

[1] Hoepke, E., Breuer, S.: Nutzfahrzeugtechnik – Grundlagen, Systeme, Komponenten. 7th Edition. Springer Vieweg, Wiesbaden, Germany (2013)

[2] Adler, U.: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch / Bosch. 21st Edition. VDI-Verlag, Düsseldorf / Germany (1991)

[3] University of Technology Graz: Reduction and Testing of Greenhouse Gas Emissions from Heavy Duty Vehicles - LOT 2. No. 070307/2009/548300/SER/C3, Graz / Austria (2012)

Test validation of chassis a basis for the optimization of soil protection and energy efficiency of tractors and agricultural machinery

Dr. agr. habil., Ing. H. Döll, Prof. Dr.-Ing. habil. T. Herlitzius

Technical University Dresden, Bergstraße 120, 01062 Dresden
doell@ast.mw.tu-dresden.de,
herlitzius@ast.mw.tu-dresden.de

Abstract. Vehicle parameters such as weight, tire pressure and dimensions, as well as soil properties, such as soil moisture and density, have complex and sometimes opposite effects on the energy efficiency of traction and soil regeneration and on the yield level. Detailed results of the Dresden tire test bench for the three-axis measurement of reaction forces on the loaded wheel are a basis for evaluating the effects of vehicle parameters on energy efficiency and yield. From this it is possible to optimize existing chassis, in particular between wheel load and tire pressure. The optimization and simulation of new chassis concepts and technologies enable 10% to 25% energy savings and increased revenue. The high agreement with field measurements confirms that the laboratory results are a good basis for the simulation and thus have a high efficiency potential in the chassis development. On the basis of the experimental validation of tires and track belts, a model and results for the simulation of the efficiency of machines with existing and new chassis will be presented.

Keywords: Simulation of soil conservation, yield, traction, energy efficiency

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_13

Prüfstandsvalidierung von Fahrwerken als Basis für die Optimierung von Bodenschonung und Energieeffizienz von Traktoren und Landmaschinen

Dr. agr. habil., Ing. H. Döll, Prof. Dr.-Ing. habil. T. Herlitzius

Technische Universität Dresden, Bergstraße 120, 01062 Dresden
doell@ast.mw.tu-dresden.de,
herlitzius@ast.mw.tu-dresden.de

Abstract. Fahrzeugparameter, wie Gewicht, Reifendruck und -abmessungen, sowie Bodeneigenschaften, wie Bodenfeuchte und Dichte besitzen komplexe und zum Teil entgegengesetzte Wirkungen auf die Energieeffizienz von Zugkraft und Wiederauflockerungsaufwand des Bodens sowie auf das Ertragsniveau. Detaillierte Ergebnisse des Dresdener Reifenprüfstandes zur dreiachsigen Messung von Reaktionskräften am belasteten Rad sind eine Grundlage, um die Wirkungen von Fahrzeugparametern auf die Energieeffizienz und den Ertrag zu bewertet. Daraus ableitend ist es möglich, bestehende Fahrwerke, insbesondere zwischen Radbelastung und Reifendruck, zu optimieren. Die Optimierung und Simulation neuer Fahrwerkskonzepte und Technologien ermöglichen 10 % bis 25 % Energieeinsparung und Ertragssteigerung. Die hohe Übereinstimmung mit Feldmessungen bestätigt, dass die Laborergebnisse eine gute Grundlage für die Simulation sind und damit ein hohes Effizienzpotential bei der Fahrwerksentwicklung besitzen. Auf dieser Basis der experimentellen Validierung von Reifen und Gleisbändern wird ein Modell und Ergebnisse zur Simulation der Effizienz von Maschinen mit bestehenden und neuen Fahrwerken vorgestellt.

Keywords: Bodenschonung- Ertrag, Traktion - Energieeffizienz

1 Das Problem

Maschinen haben in den letzten 150 Jahren nicht nur Handarbeit und tierische Zugkraft abgelöst, sondern die leistungsfähigen Traktoren und Landmaschinen haben das Limit in Abmessungen und Lasten ausgeschöpft und zum Teil überschritten. Hiermit ist ein Punkt erreicht, der ein Überdenken von Entwicklungsrichtungen in der Landtechnik erforderlich macht. Mit den Schlagworten elektrische Antriebe, autonome Feldfahrzeuge und Digitalisierung ist zwar eine Richtung vorgegeben, notwendig ist aber eine inhaltliche Gesamtbetrachtung der ökologischen, agrotechnischen, technologischen und technischen Faktoren und ihrer Details des gesamten landwirtschaftlichen Produk-

tionsprozesses. Ein Teil des Gesamtprozesses sind die Fahrwerke, welche die Maschinen tragen. Diese Maschinen, ob kleine oder große Maschinen besitzen Fahrzeugparameter, wie Achslasten, Reifendruck und -abmessungen, die auf den Boden einwirken.

Abb. 1. Beprobung der Fahrwerkseinwirkung in Fahrspuren, links mit Penetrometer, rechts mit Stechzylinder

Der Boden als Pflanzenstandort reagiert mit seinen unterschiedlichen Bodeneigenschaften, wie Bodenfeuchte und Dichte sehr differenziert unter den Fahrzeugparameter zum Teil entgegengesetzt auf die Energieeffizienz durch Rollwiderstand, Zugkraft und Wiederauflockerungsaufwand des Bodens sowie auf das Ertragsniveau.

Bisher war es üblich die Einflüsse unterschiedlicher Fahrwerksparameter mit bekannten Maschinen in Feldmessungen zu erfassen. Dieses stellt nur einen Augenblickszustand des jeweiligen Bodentyps und Zustands, was vergleichbar mit einer fotografischen Aufnahme ist. Trendaussagen erfordern demzufolge eine Vielzahl von Wiederholungen mit sehr großen Aufwand Abb. 1. [1, 2]. Im Ergebnis dieser Trends wird im Allgemeinen auf niedrigere Radlasten und niedrige Reifendrücke verwiesen, so dass eine Energieeffizienz und Ertragssteigerung bis 25 % erwartet werden kann. Eine Vereinheitlichung der Wirkung von Fahrwerksparametern ist fraglich, weil große Differenzen (bis zu 30 %) in den Wirkparametern auf die Traktionsbeziehung und die Bodenverdichtung mit ihren Auswirkungen auf Ökologie und Ertrag bei gleicher Belastung und Reifendruck unterschiedlicher Hersteller bestehen. Die Optimierung von Radlast und Reifendruck von konventioneller Agrartechnik war und ist ein Ziel für mehr Effizienz. Für den effizienten Einsatz autonomer Feldfahrzeuge ist jedoch eine simulative Validierung der Fahrwerke unabdingbar. Wie vielfältig die Einflüsse und Zusammenhänge auf die Effizienz des Einsatzes von Agrartechnik sind zeigt die Abb. 2.

Der Wirkungsbereich von Fahrwerk und Boden liegt in der Kontaktfläche. Dieser Bereich wird für die Datensuche identifiziert. Das betrifft den Rollwiderstand, die Lastverteilung bzw. Druckverteilung in der Kontaktfläche und der damit im Zusammenhang stehenden Bodenparameter, wie die Druckcharakteristik und die Reib- und Scherkräfte im Ackerboden bei unterschiedlichsten Bodentypen und -zuständen, insbesondere der Feuchte.

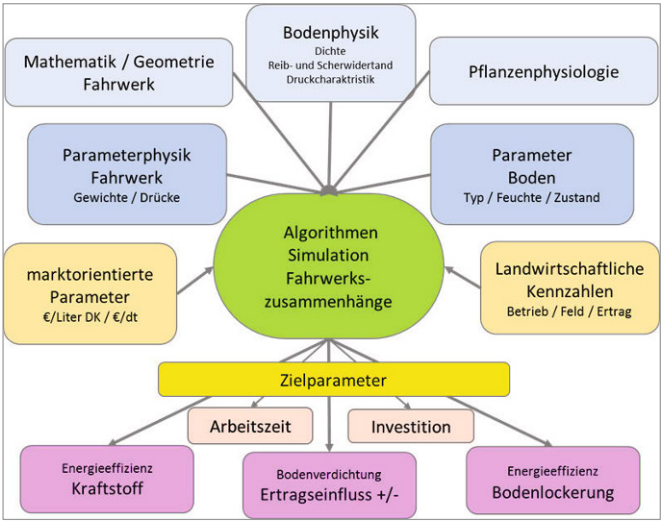


Abb. 2. Einfluss von Parametern und physikalischen Zusammenhängen von Fahrwerk und Boden (blau) sowie von agronomischen, betriebswirtschaftlichen und Marktorientierten Daten (gelblich) auf die verschiedenen Zielparameter der Effizienz (violett)

2 Detaillierte Messungen des Rad-Bodenkontaktes als Grundlage der Validierung

Um die Fahrwerksparameter und Bodenparameter zusammenzuführen, sind diese detailliert und reproduzierbar zu ermitteln. Diese Daten werden als Basis für eine Simulation genutzt, um die Wirkungen von Fahrzeugparametern und der unterschiedlichen Bodenbedingungen hinsichtlich Energieeffizienz und den Ertrag zu bewerten (Abb. 3.). Damit können nicht nur herkömmliche landwirtschaftliche Fahrzeuge optimiert, sondern auch neue Fahrwerke und Maschinenkonzepte simuliert werden.

Die Grundlage für die Validierung ist ein Reifenprüfstand. Auf dem Prüfstand werden bei vertikaler, lateraler und longitudinaler Belastung von Reifen und Gleisbändern (Abb. 4.) die Druckverteilung in der Kontaktfläche, der Rollwiderstand auf Beton und Boden sowie Zugkraft-Schlupf und Reifendeformation gemessen. Diese experimentell ermittelten Daten des Einflusses von Last und Reifendruck auf die Druckverteilung in der Kontaktfläche sind die Basis für die Simulation von Druckabbau im Boden (Druckzwiebel), der Bodenverdichtung und der Zugkraft.

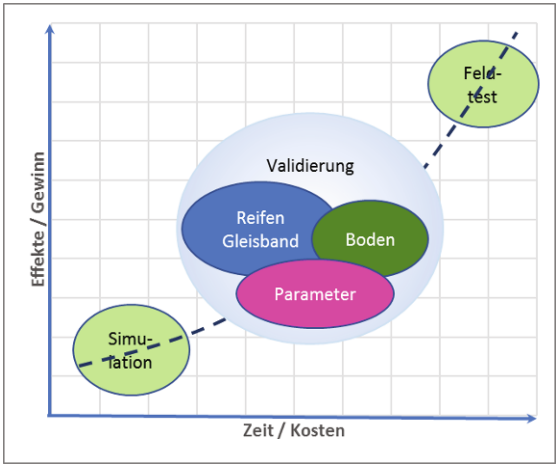


Abb. 3. Übersicht zum Verhältnis von Aufwand und Zeit für Feldmessung (rechts) und der Simulation (links) und der Validierungselemente Fahrwerk-Boden (Mitte)

Abb. 4. Reifenprüfstand zur Messung Kontaktdruck, Rollwiderstand, Traktion und Deformation entsprechend vertikaler, lateraler und longitudinaler Belastung und Variation des Reifendruckes

Um die Bodenverdichtungen durch Fahrwerksparameter zu simulieren, ist es andererseits erforderlich die Druckcharakteristik von Böden [3, 4, 5] entsprechend der Bodenart, dem Feuchte- und Lockerungszustand zu ermitteln (Abb. 5). Mittels ackerbaulicher Kenndaten des Ertragseinflusses durch Bodenverdichtung [6, 7] lässt sich der Einfluss auf den Ertrag im Trend beurteilen (Abb. 14). Weiterhin sind die Reib- und Scherwiderstände von Boden und Gummi [8, 9] und die unterschiedlichen Bodenzustände die Basis für die Simulation des Zugkraft-Schlupf-Verhaltens [8, 9]. Die erreichten Bodenverdichtungen geben Aufschluss über den Lockerungsaufwand der Fahrspuren, sodass letztendlich mittels fahrzeug- und motortechnischer Kenndaten die energetische Effizienz [10] ermittelt und mit den möglichen agrarischen Effekten gegenübergestellt werden kann. Für die Programmierung stehen Datensätze von mehr als 120 Reifen und 4 verschiedene Gleisbändern zur Verfügung, die auf dem Prüfstand vermessen wurden.

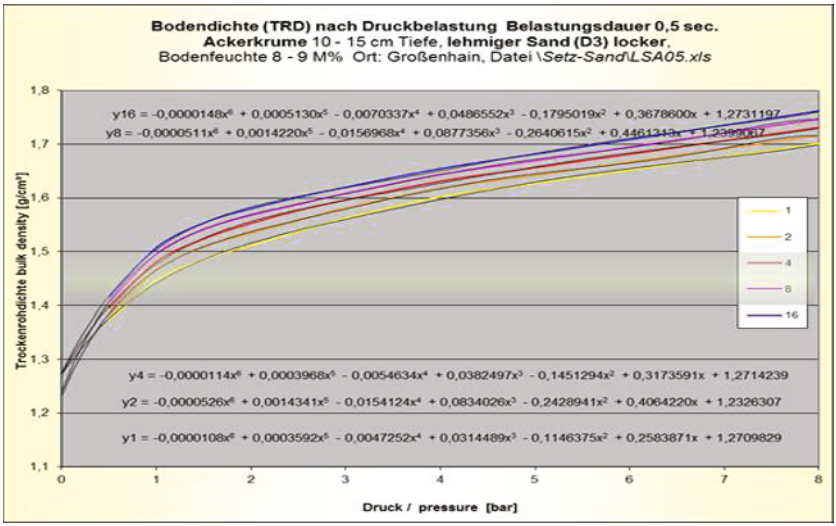


Abb. 5. Beispiel der Druckcharakteristik eines lehmigen Sandes mit 8-9 M% Feuchte, Abhängigkeit der Trockenrohdichte und Überrollfolge von der Druckwirkung

3 Programm zur Simulation der Wirkung von Reifen und Gleisbändern

Zum zeitnahen Abruf der gemessenen Fahrwerksdaten und ihrer Wirkung auf Bodenverdichtung, Pflanzenstress, Rollwiderstand und -beiwert, Zugkraft und -beiwert sowie dem Zugkraftschlupfverhalten wurde ein Programm auf der Basis von MATLAB kon-

zipiert. Die Messdaten sind in einer dazugehörigen Datenbank abgelegt. Nach dem Programmstart werden Reifenhersteller, Reifentyp und Boden mit Art, Zustand und Feuchte sowie die Anzahl der Überrollungen ausgewählt (Abb. 6).

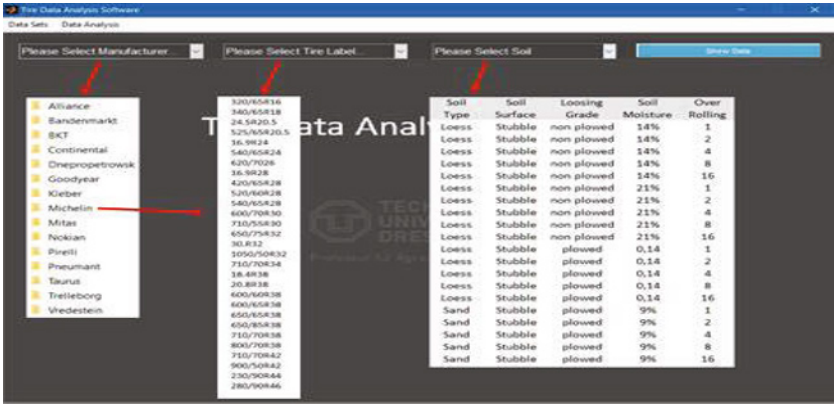


Abb. 6. Beispiel der Auswahl von Reifenherstellern, Reifentypen, Bodenart, Zustand und Feuchte sowie Überrollfolge

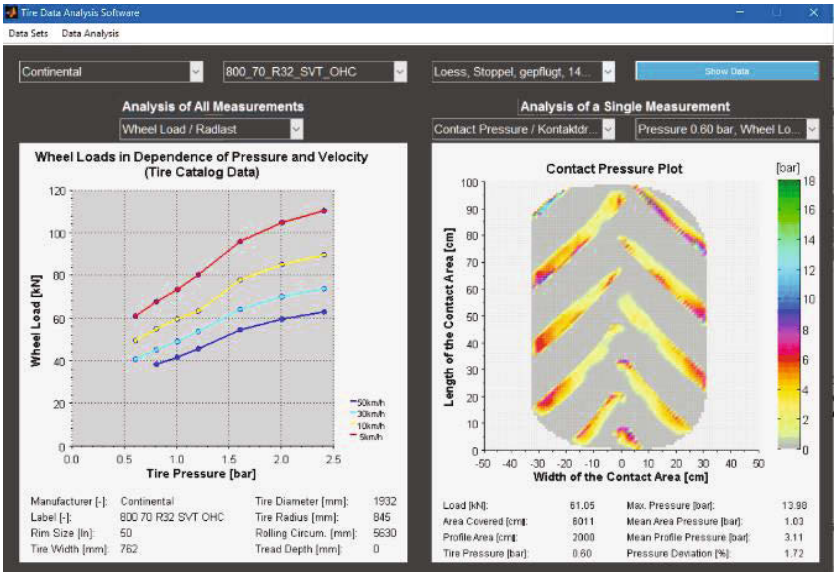


Abb. 7. Startübersicht zum Bewertungsprogramm von Reifen, linke Seite: Gesamtreifen, rechte Seite: Detail

Mit der Bestätigung der Auswahl von Reifen und Boden werden auf der linken Seite von Abb. 7. Gesamtübersichten zum gewählten Reifen vorgestellt. Angezeigt werden das Belastungskennfeld des Herstellers, die Bodenverdichtung, der Pflanzenstress, der Rollwiderstand und die Zugkraft und die Beiwerten. Auf der rechten Seite von Abb. 7 kann in der Detailansicht jeweils eine der untersuchten Kombination von Radlast- und Reifendruck aufgerufen werden. Sichtbar werden der Kontaktdruck, der Bodendruck (Druckzwiebel), die Bodenverdichtung und das Zugkraftschlupfverhalten für den Reifen bzw. Gleisband dargestellt [13]. Alle Ergebnisse lassen sich nach Bedarf speichern.

4 Programm zur Effizienzbewertung von Traktoren

Mit den Ergebnissen der simulierten Wirkfelder der Reifen wurde in einem weiteren Schritt ein Demonstrationsmodell zur Optimierung und Vergleiche des Kraftstoffverbrauches von realen Traktoren erzeugt [14]. Der Einsatz von Maschinen auf dem Acker hat aber noch weitere Komponenten, den Einfluss auf die Verdichtung des Ackerbodens und den Folgeertrag sowie die Rückwirkung auf die energetischen Komponenten von Traktion und Rollwiderstand. Auf der Basis der Validierung von Reifen und Gleisbändern wurde das Reifenmodell so erweitert, dass es zur Simulation der energetischen und agrotechnischen Effizienz von Traktoren, Erntemaschinen und Transportfahrzeugen mit bestehenden und neuen Fahrwerken genutzt werden kann [15].

Abb. 8 zeigt das Eingangsportal für die Simulation von landwirtschaftlichen Fahrzeugen mit unterschiedlichen Fahrwerksvarianten auf den ausgewählten Boden. Die Fahrwerks- und Bodenvarianten sind mit entsprechenden weiteren Messreihen beliebig auswählbar.

Nach Auswahl im Menü (Abb. 8) von Fahrzeugtyp ① und Reifen ③ wird auf Grundlage der Reifendaten ein Vorschlag für Achslasten und Antriebsleistung beim möglichen Reifendruck von 0,60 bar gemacht (Abb.9). Dieser Vorschlag der Fahrzeugparameter (Abb.9, 1. Spalte) kann entsprechend der konkreten Bedingungen für Motorleistung, Arbeitsgeschwindigkeit, Lasten und Abmessungen manuell präzisiert werden (Abb. 9).

Die Nominierung der Zugkraft (Abb. 9 Zeile 7 und 8) kann manuell oder mittels zwei weiterer Teil-Programme erfolgen. Im Programmteil Zugkraftbedarf (Abb. 10) für Bodenbearbeitung lässt sich der entsprechend der Werkzeugart, Arbeitsgeschwindigkeit, Arbeitsbreite, Arbeitstiefe und bodenspezifischer Kennwert auswählen, sodass der erforderliche Zugkraftbedarf berechnet und in das Hauptprogramm (Abb. 9, Zeile 7) eingetragen wird.

Im Programmteil Zugkraftbedarf für den Transport auf dem Feld oder auf der Straße (Abb. 11) werden die Rollwiderstände für Anhänger validiert. Entsprechend der Achsanzahl und dem Reifentyp sowie der oben angeführten Geschwindigkeit wird der Rollwiderstand berechnet und im Hauptprogramm als Zugkraftanforderung für Trailer übernommen (Abb.9, Zeile 8).

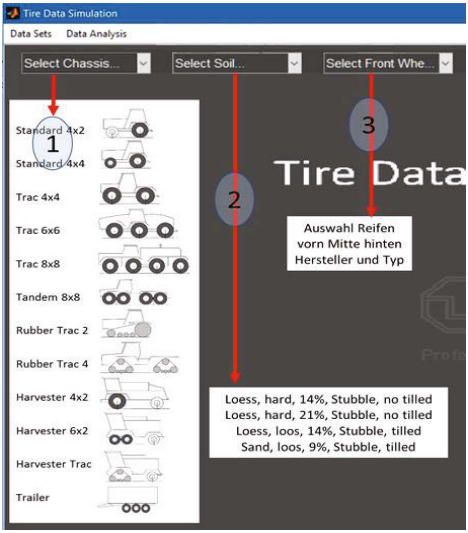


Abb. 8. Programmstart zur Auswahl der Fahrzeugvariante der Fahrwerksausrüstung und der Bodenbeschaffenheit

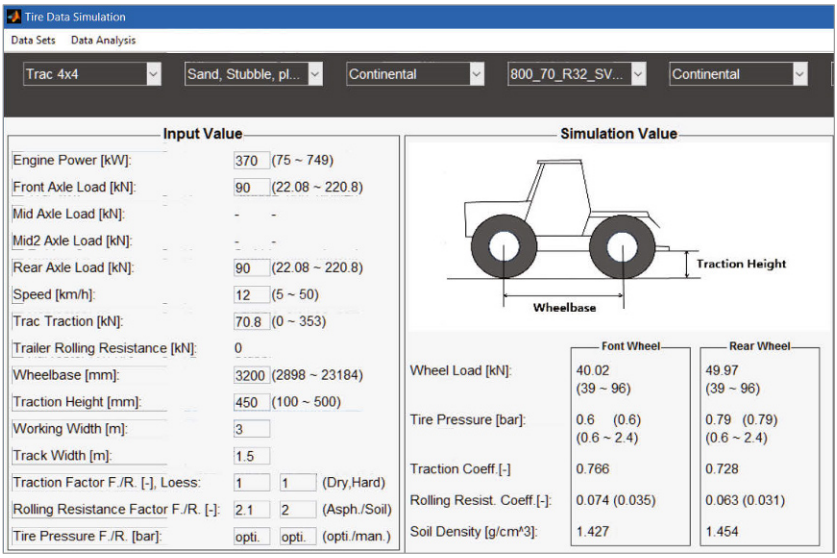


Abb. 9. Datenvorschlag des Simulationsprogramm nach der Auswahl des gewünschten Traktors

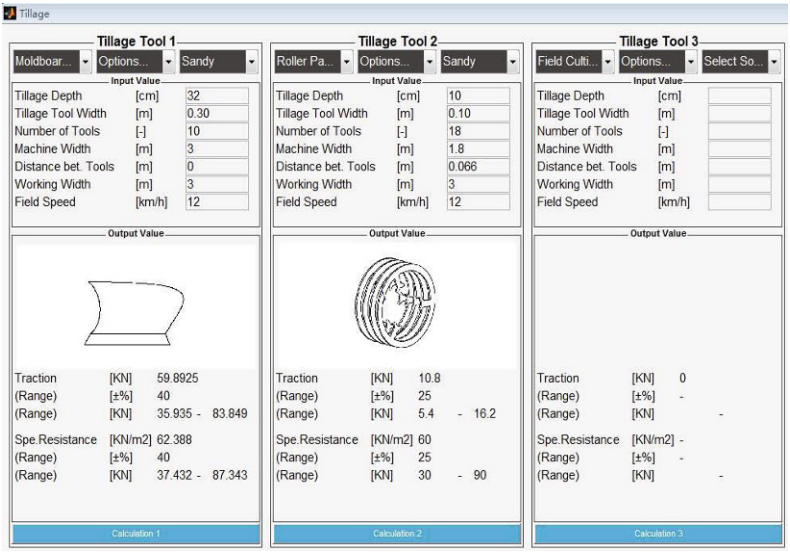


Abb. 10. Programmteil Zugkraft für Bodenbearbeitung am Beispiel Pflügen mit Untergrundpacker; bis zu 4 Werkzeugkombinationen lassen sich auswählen und addieren

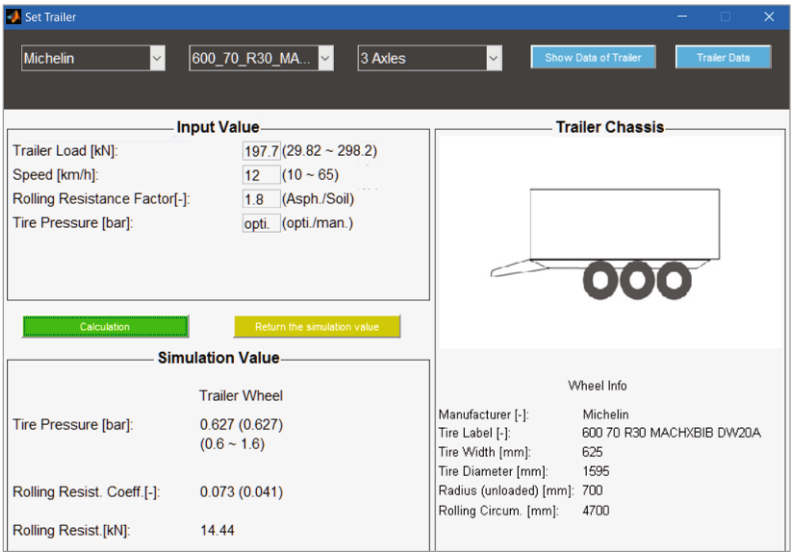


Abb. 11. Programmteil Zugkraft Rollwiderstand Transport am Beispiel für Anhänger mit 3 Achsen

Die Vorgabe für den Reifendruck erfolgt nach Radlast und Geschwindigkeit. Der Reifendruck kann aber auch manuell festgelegt werden. Die selbsttätige Regulierung des Reifendrucks entsprechend der aktuellen Radlast ist auch eine der Bedingung zur effizienten Arbeit von autonomen Maschinen

Die differierenden Einflüsse des Rollwiderstandes zwischen fester Fahrbahn und Boden können mit einem Faktor korrigiert werden, der nach Bodenart, -feuchte und Lockerungsgrad vorgegeben ist. Untersuchungen auf dem Prüfstand und Feldmessungen lassen den Zusammenhang zwischen Rollwiderstand, Bodendichte und Feuchte erkennen (Abb. 12).

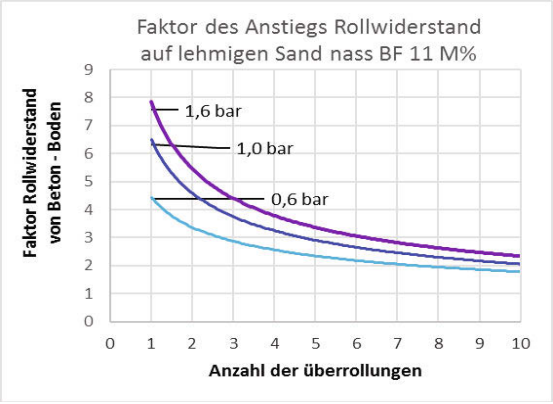


Abb. 12. Beispiel der Einflussfaktoren auf Anstieg des Rollwiderstandes von fester Fahrbahn auf einem gelockerten mäßig feuchten Sandboden

Nach der Präzisierung der Eingabedaten werden diese für den Arbeitsbetrieb unter Berücksichtigung des Aufbäum-Momentes und der Geschwindigkeit präzisiert (Abb. 9, rechts).

Im nächsten Schritt erfolgt die Berechnung der Zugkraft, die Motorleistung und des Kraftstoffverbrauchs. Zugkraft und Schlupf (Abb. 13 links) errechnet sich aus dem Triebkraftbeiwert der Reifen entsprechend dem Reifendruck und der aus dem Aufbäum-Moment veränderten Radlast sowie der Bodenbedingungen und dem Rollwiderstand. Für die erforderliche Motorleistung (Abb. 13 Mitte) wird sichtbar, dass die Zugkraftanforderung von 70,8 kN aus Abb. 8 und einer Geschwindigkeit 12 km/h (rote Linie) auf 83 kN ansteigt und der Traktor am Leistungslimit arbeitet. Die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs erfolgt auf der Grundlage der Motorleistung und der Geschwindigkeit sowie des spezifischen Kraftstoffverbrauchs (Abb. 13, rechts).

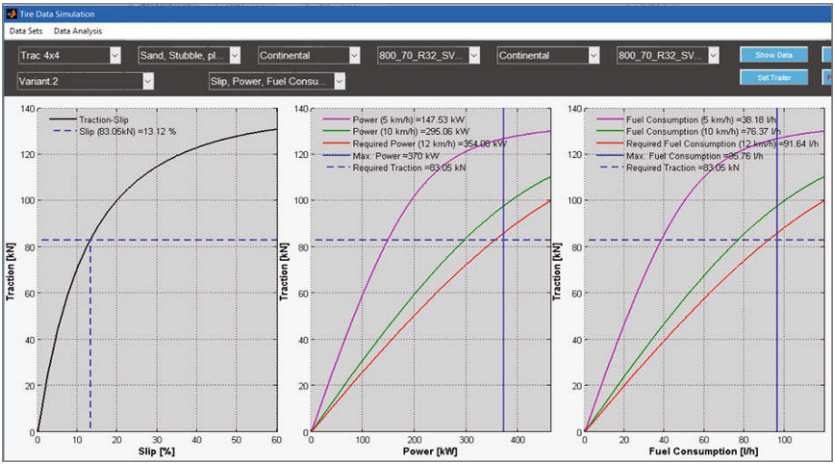


Abb. 13. Übersicht über das Zugkraft-Schlupfverhalten, die Leistungsanforderung und den Kraftstoffverbrauch bei vorgegebenen Ausgangsparametern und unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten

Im weiteren Programmablauf kann die Einwirkung der Maschine auf die Bodendichte auf der Basis der Simulation zum Einzelreifen und im Weiteren auf den Ertrag abgefragt werden (Abb. 15). Die Berechnung der positiven und negativen Ertragseinflüsse von Bodenverdichtungen wird nach [6, 7] vorgenommen, die in Abweichung von der optimalen Lagerungsdichte einen Trend dieses Ertragseinflusses erkennen lassen (Abb. 14). Das eingestellte Szenario lässt sich mit allen Ausgangsparametern abspeichern und steht für eine weitere Auswertung zur Verfügung.

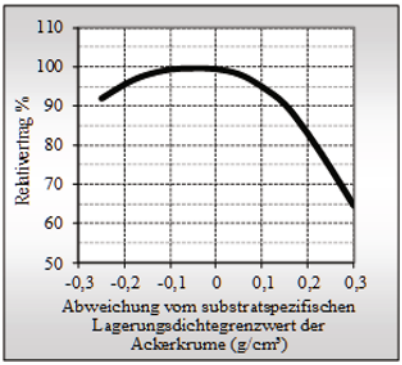


Abb. 14. Abhängigkeit der Relativerträge auf unterschiedlichen Standorten für die wesentlichen Fruchtarten bezogen auf den substratspezifischen Lagerungsdichtegrenzwert in 53 Erntejahren [6]

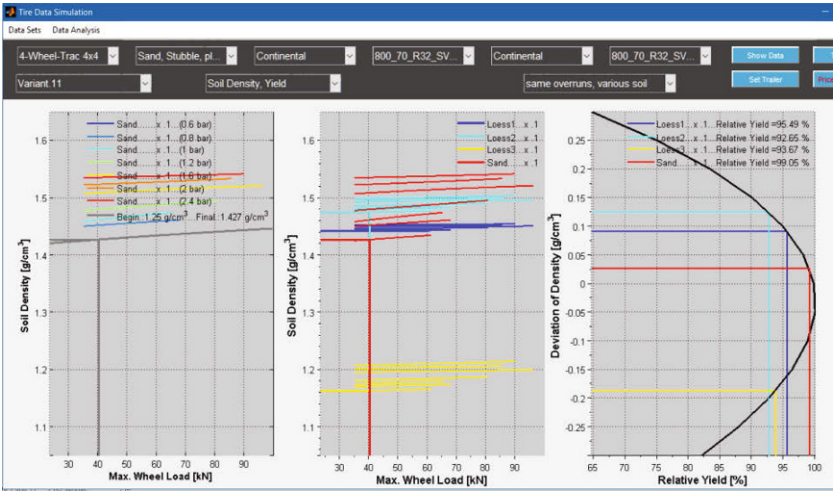


Abb. 15. Übersicht über die Bodenverdichtung für unterschiedliche Bodenarten und -zustände bei einer Überrollung und den vorgegebenen Ausgangsparametern nach Abb. 9; wählbar sind die Ansicht bzw. die Daten für einen Boden mit Überrollungen 1 - 16 oder für alle Böden bei einer Überrollung

Damit die Einflüsse auf den Kraftstoffverbrauch und den Ertrag miteinander abgewogen werden können, ist es erforderlich eine einheitliche Bezugsbasis im Geldwert und den Flächenbezug herzustellen. Das erfordert technologische ebenso wie spezifische Daten, insbesondere Erträge und marktorientierte aktuelle Preise. Eine solche Übersicht kann im Weiteren abgefordert werden. In Abb. 16 links sind die erforderlichen aktuellen Daten technologischer, agrotechnischer und marktorientierter Parameter der aktuellen Variante zu präzisieren. Im Mittelteil (Abb. 16) werden der Kraftstoffverbrauch und Ertragseinfluss der untersuchten Fahrzeugvariante ausgewiesen. Im rechten Teil von Abb. 16 erfolgt ein Ranking.

Die widersprüchlichen Auswirkungen bei der Feldarbeit lassen sich mit dem Simulationsprogramm schnell und sicher bestimmen. Nicht nur Zugkraft, Schlupf und Geschwindigkeit beeinflussen den Kraftstoffverbrauch. Auch der Rollwiderstand wächst auf lockeren und nassen Boden erheblich an und kann die Werte der Zugkraft bedingten Schlupfreduzierung erreichen und übertreffen. Letztendlich hat die Fahrwerksausführung beträchtliche Auswirkungen auf den Kraftstoffaufwand, die größere Werte erreichen als die Absenkung des Reifendrucks bei der Traktion. Das betrifft das gesamte Fahrwerkssortiment mit Standard-, Zwillings-, Breitreifen und Gleisbändern sowie das Multipassfahrwerke.

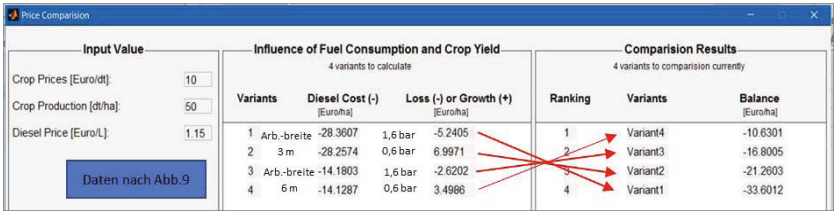


Abb. 16. Übersicht der Einflussfaktoren auf die Effizienz von Fahrzeugvarianten, Datenauswahl nach Abb. 9 bei gleicher Radlasten und Zugkraft, variiert für Arbeitsbreite 3 und 6 m, Reifendruck 0,6 und 1,6 bar

Außer den Einflüssen von Radlast und Reifendruck auf Zugkraft, Schlupf und Rollwiderstand wirken diese Fahrwerksparameter auf die Bodenverdichtung. Das hat negative und auch positive Auswirkungen auf die Ertrags- und ökologischen Faktoren, insbesondere auch auf den Wasserhaushalt. Entsprechend der Ausgangsbedingungen des Bodens besitzt das Befahren nicht nur eine negative Ertragsauswirkung, sondern kann bei Lockerboden auch eine Vorteilwirkung auf die Ertragsbildung besitzen. Diese Wirkung kann wiederum durch Absenken des Reifendruckes gemildert werden. Die Ergebnisse zum Einfluss der Fahrwerksauswahl und ihrer Parameter Radlast und Reifendruck sind eine Trendaussage, die entsprechend dem nachfolgenden Witterungsverlauf abweichen können.

5 Überprüfung der Laborergebnisse mit Feldmessungen

Diese Datenbasis war auch die Voraussetzung für die Modellierung neuer Fahrwerke für Traktoren [17] und Mähdrescher [18]. So kann nachgewiesen werden, dass sich durch eine Radlastteilung mit zusätzlichen Achsen eine wesentliche Verminderung der Bodenbelastung siehe (Abb. 17) und Verbesserung der Traktion (Abb. 18) erreichen lässt. Die mögliche Zugkraft kommt auf festen Boden der Zugkraft von Gleisbandtraktoren sehr nahe und unter sehr nassen Bodenbedingungen wird das Gleisband übertroffen.

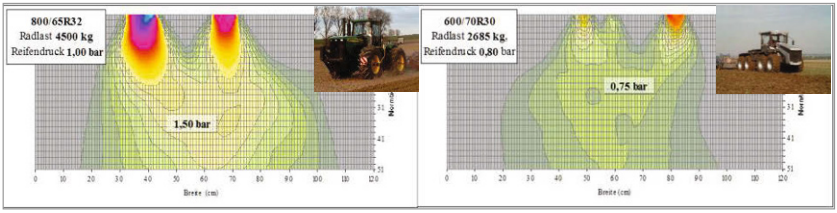


Abb. 17. Vergleich des Druckabbaus im Boden von Radtraktoren unterschiedlicher Fahrwerkskonfiguration

Die hohe Übereinstimmung im Trend der Simulation mit Feldmessungen bei unterschiedlichen Bodenbedingungen Abb. 17 bestätigt, dass die Laborergebnisse eine gute Grundlage für die Berechnung bilden und damit ein hohes Effizienzpotential bei der Fahrwerksentwicklung besitzen.

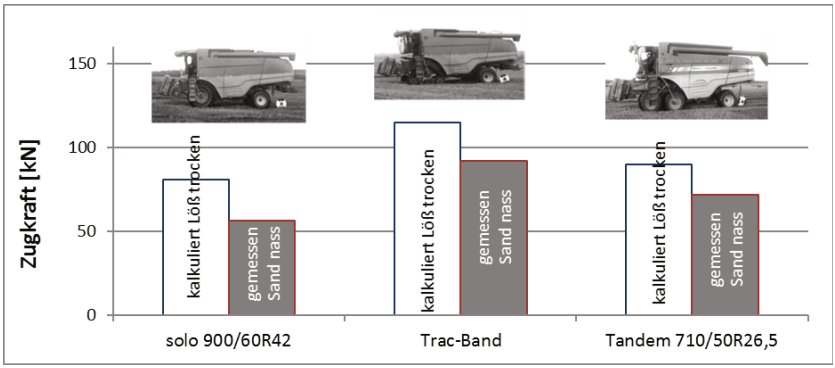


Abb. 18. Vergleich des Kraftstoffverbrauchs zur Überwindung des Rollwiderstandes unterschiedlicher Fahrwerke von Breitreifen, Gleisband und Tandemfahrwerk [19]

6 Zusammenfassung

Die Ergebnisse des Reifenprüfstandes zur Messung von Reaktionskräften am belasteten Rad sind detailliert und reproduzierbar und werden als Grundlage benutzt, um die Wirkungen von Fahrzeugparametern auf die Energieeffizienz und den Ertrag zu simulieren und bewertbar zu machen. Die Daten der Einzelreifen und Gleisbänder lassen sich in bestehende Traktoren und Landmaschinen einordnen. Damit kann insbesondere Radbelastung und Reifendruck optimiert werden. Andererseits ist es auch möglich neue Fahrwerkskonzepte und Technologien in den Auswirkungen auf Energie und Ertrag zu simulieren. Feldmessungen bestätigen mit hoher Übereinstimmung die simulierten Ergebnisse. Auf dieser Basis der experimentellen Validierung von Reifen und Gleisbändern ist eine Software entstanden, welche die Simulation und Bewertung von Fahrwerken und Maschinen ermöglicht.

Die Simulation der gegensätzlichen Wirkparameter (Radlast und Reifendruck) auf die Effizienz zeigt, dass die Optimierung vorhandener Traktoren oder neuer Fahrwerkskonzepte und Technologien durch Energieeinsparungen und Ertragssteigerungen bis 25 % und mehr ermöglichen kann. Nicht zuletzt kann dieses Programm eine Hilfe sein aktuelle und strategische Fragen zu unterstützen und hilft neue Technologien und Technik einfach zu sondieren. Das betrifft u. a. die:

- Ablösung der chemischen Unkrautbekämpfung durch mechanische Werkzeuge;
- Anlage dauerhafter Fahrspuren CTF auf Reduzierung Bodenbearbeitung, Rollwiderstand, Schlupf;
- Auswirkungen der Radlastteilung durch Mehrachsfahrwerke auf Minderung Bodenbelastung, Schlupf;
- Auswirkungen der Radlastreduzierung mittels Schwarmtechnologie auf Bodenbelastung, Schlupf;
- Radlast-Reifendruck Optimierung - Voraussetzung für das effiziente, autonome Fahren bei der Feldarbeit.

Literaturverzeichnis

1. Sommer, C., (1994); Die Verdichtungsempfindlichkeit zweier Ackerböden. Dissertation TU Braunschweig
2. Weißbach, M. (2003); Landtechnische Untersuchungen zur Wirkung bodenschonender Fahrwerke an Schleppern und Arbeitsmaschinen mit verschiedenen Radlasten. Habilitation. C.-A.-Universität Kiel
3. Döll, H. (1999); Methode zur Bewertung von Landwirtschaftsreifen“, Report 168, Experiences with the impact and prevention of subsoil compaction in the European Community, DLO-Staring Centre, Wageningen, 1999 S.86 – 95
4. Döll, H. (2001); Deformationscharakteristik landwirtschaftlicher Reifen- Wirkung auf den Bodendruck und den Pflanzenstress, VDI - Tagung Landtechnik 2001, VDI-Verlag, Düsseldorf 2001 S.127-138
5. Döll, H., Herlitzius, Th. (2016) Dresdener Reifenprüfstand - Basis für Beratung und Entwicklung von Energie- und Fahrwerksmodulen, VDI - Tagung Landtechnik 2016, VDI-Verlag, Düsseldorf 2016 S. 453-461
6. Petelkau, H. (1986); Grenzparameter für die Bodenbelastung beim Einsatz von Traktoren und Landmaschinen aus der Sicht der Bodenfruchtbarkeit. Tagungsbericht, AdL der DDR Berlin 250: S. 25-36
7. Ehlers, W. u. a. (2000); Wirkung mechanischer Belastung auf Gefüge und Ertragsleistung einer Löss-Parabraunerde mit zwei Bearbeitungssystemen. J. Plant Nutr. Soil Sci. 163: S 321-333
8. Söhne, W; Kloth, W. (Hrsg.): Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeuglaufwerk und Boden beim Fahren auf unbefestigter Fahrbahn / Grundlagen der Landtechnik, Heft 13. Düsseldorf: VDI-Verlag GMBH, 1961. (18. Konstrukteursheft Teil 2). – Forschungsbericht. S. 21–34
9. Tröbner, M., (2012]; Ermittlung von Reib- und Scherwiderständen auf landwirtschaftlichen Fahrbahnen zur Vorhersage des Zugkraft-Schlupfverhalten von Reifen und Gleisbändern, Großer Beleg, TU Dresden
10. Renius, K., T., (1985); Traktoren: Technik und ihre Anwendung. BVL Verlagsgesellschaft mbH, München
11. Osinenko, P., (2015); Optimal slip control for tractors with feedback of drive torque. TU Dresden, Dissertation
12. Soucek, R., Pippig, G.; (1990); Maschinen und Geräte für Bodenbearbeitung, Düngung und Aussaat. Verlag Technik, Berlin

13. Trempler, M., (2017); Erarbeitung eines Programms zur Darstellung und Präsentation der Eigenschaften von landwirtschaftlichen Reifen auf der Grundlage von Messdaten der Reifenprüfung. TU Dresden, Diplomarbeit
14. Sun, Zengzang., (2012); Demonstrationsmodell zum Zugkraft-Schlupf-Verhalten von Traktoren. TU Dresden, Diplomarbeit
15. Liu Yadong., (2017); Untersuchung zu Effekten von Radlast und Reifendruck auf Bodenbelastung, Rollwiderstand und Traktion beim Einsatz von Traktoren. TU Dresden, Diplomarbeit
16. Lei Chen, (2018); Simulation der Zugkraft, Leistung und Kraftstoffverbrauch sowie Bodenverdichtung und Ertragseinfluss von Traktoren in Abhängigkeit von Radlast und Reifendruck, TU Dresden, Diplomarbeit
17. Döll, H., (2007); Vergleich der Bodenbelastung und Traktion Gleisbandtraktor MT875 und Radtraktor T860, Untersuchungsbericht, unveröffentlicht, MLU Halle Wittenberg.
18. Döll, H., (2011); Study on future propulsion concepts for combine front axles. TU Dresden Studie unveröffentlicht
19. Döll, H., Bäurich, M., (2013) Untersuchungen Zugkraft-Schlupf-Verhalten von unterschiedlichen Fahrwerken für Großmähdreschern. TU Dresden, Untersuchungsbericht, unveröffentlicht

System dynamic assessment of the future availability of energy resources for new drive concepts in (commercial) vehicle technology

Peter Kosack [1]

[1] Technische Universität Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern

Abstract. Through a system dynamic approach, predictions can be made about the future availability of energy resources for drive concepts in automotive engineering, which avoid the uncertainty in the probability of occurrence of conventional forecast studies. The approach is based on the description of growth processes by the logistic function and data analysis by linear regression. This analyzes and extrapolates incipient developments in the establishment of energy forms in the energy market for driving vehicles. The system dynamic approach is applied to currently discussed drive energies.

Keywords: System dynamics, logistic function, linear regression, probability of occurrence, extrapolation, energy resources, drive technology, vehicles.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_14

Systemdynamische Beurteilung der zukünftigen Verfügbarkeit von Energieressourcen für neue Antriebskonzepte in der (Nutz-)Fahrzeugtechnik

Peter Kosack [1]

[1] Technische Universität Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern

Zusammenfassung. Durch einen systemdynamischen Ansatz können Voraussagen zur künftigen Verfügbarkeit von Energieressourcen für Antriebskonzepte in der Fahrzeugtechnik gemacht werden, die die Unsicherheit in der Eintrittswahrscheinlichkeit von üblichen Prognose-Studien vermeiden. Der Ansatz basiert auf der Beschreibung von Wachstumsvorgängen durch die logistische Funktion und Datenanalyse durch lineare Regression. Damit werden beginnende Entwicklungen bei der Etablierung von Energieformen im Energiemarkt zum Antrieb von Fahrzeugen untersucht und extrapoliert. Der systemdynamische Ansatz wird auf derzeit diskutierte Antriebsenergien angewendet.

Keywords: Systemdynamik, logistische Funktion, lineare Regression, Eintrittswahrscheinlichkeit, Extrapolation, Energieressourcen, Antriebstechnik, Fahrzeuge.

1 Einleitung

In der heutigen Fahrzeugentwicklung werden eine Reihe neuer Antriebskonzepte diskutiert, die auf sehr unterschiedlichen fossilen und regenerativen Energiequellen für die Antriebsenergien basieren. In der Vergangenheit wurden schon eine Reihe von Antrieben wie Wasserstoffantrieb oder Elektroantrieb bis zur Serienreife entwickelt, ohne dass sichergestellt war, ob die gewählte Antriebsenergie auch durch eine entsprechende Versorgungsinfrastruktur zur Verfügung stehen kann. Es gibt zahlreiche Prognose-Studien über die zukünftige Entwicklung der Energieversorgung, die teilweise auf sehr komplexen Modellen beruhen und einen sehr großen Datenumfang erfassen. Die Einflussfaktoren in der Modellierung können sehr genau identifiziert werden, um daraus Szenarien für verschiedene Handlungsoptionen abzuleiten. Die Ergebnisse solcher Studien hängen aber von so vielen Annahmen ab, dass letztlich keine Aussagen über die Eintrittswahrscheinlichkeit der Prognoseergebnisse gemacht werden können.

In einer Meta-Studie zu über 70 Prognosestudien seit 1980 über die Entwicklung regenerativer Energien der letzten 30 Jahre wurden z. B. eklatante Abweichungen bis zu mehreren hundert Prozent zur tätsächlichen Entwicklung festgestellt (siehe /1/).

Im vorliegenden Artikel wird beschrieben, wie ausgehend von einem systemdynamischen Ansatz zur Analyse gerade beginnender Entwicklungen bei der Erschließung neuer Energiequellen unter Verwendung der logistischen Funktion, sich sehr zuverlässige Aussagen über die zu erwartende Entwicklung bei der Markteinführung neuer Energiequellen machen lassen. Dieser Ansatz verzichtet bewusst auf die Identifikation von Einflussfaktoren und betrachtet ausschließlich die Qualität der Extrapolation einer bereits beginnenden Entwicklung.

Durch qualitative Beurteilung von bereits erfolgten, allerersten Entwicklungsanfängen und deren Extrapolation mit Methoden der linearen Regression lässt sich die künftige quantitative Verfügbarkeit einer Energieressourcen mit guter Genauigkeit bestimmen. Der Zweck ist, feststellen zu können, ob eine bestimmte Energieressource für ein geplantes Antriebskonzept im Bereich (Nutz-)Fahrzeugtechnik mit hoher Wahrscheinlichkeit zur Verfügung stehen wird oder nicht. Im positiven Fall kann man vergleichsweise risikolos in die Entwicklung von entsprechenden Fahrzeugantrieben investieren. Ist die Verfügungswahrscheinlichkeit schlecht, das geplante Antriebskonzept aber als solches erstrebenswert, muss man sich zusätzlich um die Entwicklung der zugehörigen Energieressource kümmern.

2 Der systemdynamische Ansatz

2.1 Die logistische Funktion

Die logistische Funktion beschreibt erfolgreiche Wachstumsvorgänge. Sie kann allgemein mit

$$f(x) = \frac{A}{A + e^{-bx}} \tag{1}$$

angegeben werden, wobei A das Wachstumspotenzial und b den Wachstumskoeffizienten darstellt /2/. Die grafische Darstellung zeigt Fig. 1.

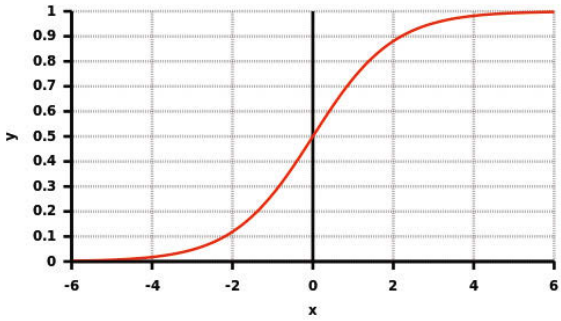


Fig. 1. Logistische Funktion für den Fall A=1 /2/

Die untere Hälfte der logistischen Funktion ist identisch mit einer Exponentialfunktion. Sie beschreibt den ungebremsten Teil eines natürlichen Wachstumsvorgangs. Ab der Hälfte des Wachstumspotenzials machen sich zunehmend Sättigungseffekte bemerkbar, wodurch sich die Kurve asymptotisch an den Wert A annähert. Die obere Hälfte der Kurve entspricht einer gespiegelten Exponentialfunktion.

2.2 Anwendung der logistischen Funktion auf Entwicklungen im Energiemarkt

Es konnte bereits in früheren Arbeiten gezeigt werden, dass die logistische Funktion auch für die erfolgreiche Etablierung von Energieträgern typisch ist. Dies wurde erstmals in den 1970er Jahren anhand bisheriger Entwicklungen von Energieträgern wie Holz, Kohle, Öl und Gas ausführlich untersucht (siehe /3, 4/). Schon damals wurde versucht, daraus auf die künftige Entwicklung der Kernenergie zu schließen. Dazu wurde eine Abschätzung des Wachstumspotenzials vorgenommen und verschiedene Szenarien für die Entwicklung der logistischen Funktion aufgestellt.

Die tatsächliche Entwicklung der Kernenergie zeigt Fig. 2.

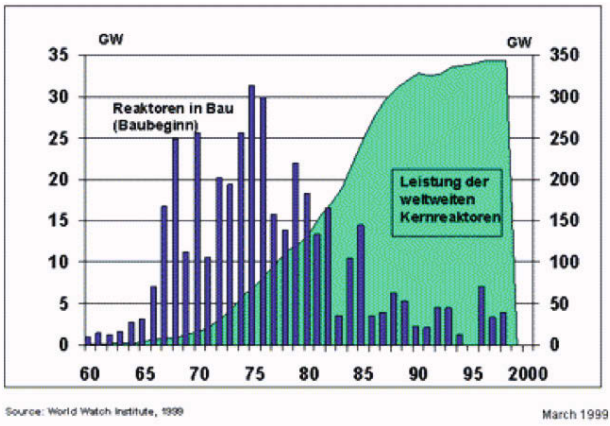


Fig. 2. Weltweite Entwicklung der Kernenergie (vergleiche /29/, /30/)

Der Wachstumsverlauf folgt sehr genau dem Verlauf der logistischen Funktion. Anfang der 1980er Jahre gab es parallel dazu Projekte zur Nutzung von Natrium-Schwefel-Batterien in Elektrofahrzeugen /5/. Diese wollte man mit der zu erwartenden nächtlichen Überschussenergie aus Kernkraftwerken laden. Dass sich dies ungeachtet der sonstigen Diskussion um den Betrieb von Kernkraftwerken als unrealistisch erwies, lag daran, dass das Wachstumspotenzial für die installierbare Leistung sehr weit überschätzt wurde. In erster Linie ist dies darauf zurück zu führen, dass man die technisch und wirtschaftlich noch nicht etablierte Schnelle-Brüter-Technologie in die Abschätzung für das Wachstumspotenzial mit einbezog. Die Kernenergie in der

heute technisch realisierten Form befindet sich seit über 20 Jahren im Stadium der Sättigung.

Die Qualität der Bestimmung des Wachstumspotenzials ist also eine wichtige Voraussetzung für den vorgestellten Ansatz.

Im Nachhinein hat sich demnach die Anwendung der logistischen Funktion auch bei der Kernenergie als richtig erwiesen. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass sie sich auch auf alle anderen Energieträger anwenden lässt.

3 Extrapolation der Kraftstoffversorgung mit neuen Energiequellen mittels logistischer Funktion

Die Ergebnisse der oben aufgeführten Forschungsarbeiten sind im Laufe der 1980er Jahre zugunsten von Prognosestudien in Vergessenheit geraten und sollen hier neu aufgegriffen und fortgeführt werden. Mittels Extrapolation beginnender Etablierung von Energieressourcen in einem sehr frühen Stadium und deren qualitativer Beurteilung soll eine Aussage über die voraussichtliche Verfügbarkeit dieser Energieressourcen für Fahrzeugantriebe gemacht werden können.

Die Erkenntnisse aus den früheren Arbeiten lassen sich wie folgt zusammenfassen: Alle erfolgreich etablierten Energieträger gehorchen in der Entwicklung der logistischen Funktion. Umgekehrt ist auch die beginnende Ausprägung einer logistischen Funktion in der unteren Hälfte der Kurve ein valider Hinweis auf die zukünftig erfolgreiche Etablierung eines Energieträgers. Es ist keine Ausnahme bekannt.

Für die nachfolgende Untersuchung gehen wir deshalb von der Annahme aus, dass dies auch für neue, insbesondere auch für regenerative Energieträger gilt. Dies ist die einzige Annahme, die im weiteren Verfahren zugelassen wird. Wie leicht erkennbar ist, ist dies ein wesentlicher Fortschritt zu den Unwägbarkeiten durch die vielen Annahmen und Vorgaben, die in den oben erwähnten Prognosen gemacht werden müssen.

Die Extrapolation der Entwicklung der zu untersuchenden Energieressource beschränkt sich daher auf folgende Punkte:

1. Überprüfung, ob sich aufgrund der vorliegenden Daten ein logistisches Wachstum etabliert hat und
2. die Berechnung der Entwicklung gemäß der daraus ermittelten logistischen Funktion.

3.1 Vereinfachung der Überprüfung auf logistisches Wachstum auf die Betrachtung des exponentiellen Anfangswachstums

Da für die Überprüfung der Etablierung einer logistischen Funktion die Betrachtung der unteren Kurvenhälfte ausreicht, kann die Analyse auf die Exponentialfunk-

tion reduziert werden. Voraussetzung dafür ist, dass der Wert des zuvor ermittelten Wachstumspotenzials mindestens um den Faktor 2 größer ist als der gegenwärtige Stand. Nur dann befindet man sich noch im vermuteten exponentiellen Teil der Kurve.

3.2 Ermittlung der Funktionskoeffizienten der Exponentialfunktion mittels linearer Regression nach der Methode des kleinsten quadratischen Fehlers

Im Falle einer (deskriptiven) Regression wird allgemein angenommen, dass die Zusammenhänge zwischen den Werten einer vorgegebenen Variablen x und den beobachteten oder gemessenen Werten einer zugeordneten Variablen y deterministisch sind, also nicht vom Zufall abhängen. Dieser Fall lässt sich als $y = f(x)$ darstellen, wobei die Funktion f nicht oder nicht vollständig bekannt ist. Im vorliegenden Fall sind die Werte für x die Zeitpunkte (z.B. Ende der Kalenderwoche, der Kalendermonate, der Kalenderjahre) und die Werte für y die pro Zeitraum erzeugte Energiemenge, installierte Kraftwerksleistung etc. im Betrachtungsgebiet.

Das typische Instrument zur Analyse ist dabei die Methode der kleinsten Quadrate (siehe /6/, /7/, /8/).

Zur Herleitung der Berechnung der Exponentialfunktion wird zunächst von der einfachsten Form der linearen Regression ausgegangen, d.h. es wird ein Zusammenhang der Form

(2) $y = a_1 x + a_0$

angenommen. Die lineare Regression wird auf eine Anpassung nach der Methode der kleinsten Quadrate an Wertepaare $[(x_i,y_i), i = 1, 2, ..., n]$ mit $y_i > 0$, $n>1$, mittels einer Exponentialfunktion der Form

(3) $y = a\, e^{bx}$ $(a>0)$

angewandt. Die Gleichung (3) wird dazu wie folgt linearisiert:

(4) $\ln y = \ln a + bx$.

Damit ergeben sich die Koeffizienten a und b zu

(5)

$$b = \frac{\Sigma x_i \cdot \ln y_i - \frac{(\Sigma x_i) \cdot (\Sigma \ln y_i)}{n}}{\Sigma x_i^2 - \frac{(\Sigma x_i)^2}{n}}$$

und

(6)

$$a = \exp\left[\frac{\Sigma \ln y_i}{n} - \left(b \cdot \frac{\Sigma x_i}{n}\right)\right]$$

sowie das Bestimmtheitsmaß zu

(7)

$$r^2 = \frac{\left[\Sigma x_i \ln y_i - \frac{\Sigma x_i \Sigma \ln y_i}{n}\right]^2}{\left[\Sigma x_i^2 - \frac{(\Sigma x_i)^2}{n}\right] \cdot \left[\Sigma (\ln y_i)^2 - \frac{(\Sigma \ln y_i)^2}{n}\right]}$$

Das Bestimmtheitsmaß zeigt zwar die Qualität der Approximation, jedoch zunächst noch nicht, ob das Modell oder hier die Funktion prinzipiell richtig spezifiziert wurde. Ob es sich um eine logistische Funktion oder im betrachteten vereinfachten Fall um eine beginnende Exponentialfunktion handelt, muss mit anderen Kriterien verifiziert werden. Falls dies wie vorliegend durch die oben genannten Untersuchungen der Fall ist, ist das Bestimmtheitsmaß gleichzeitig ein Kriterium für Ausprägung und Stabilität des logistischen Entwicklungsprozesses. Dabei gilt:

- $0{,}95 < r^2 < 1$: Ausbildung als logistische (exponentielle) Funktion sehr wahrscheinlich, d. h. stabiles Wachstum kann angenommen werden.
- $0{,}90 < r^2 < 0{,}95$: Ausbildung als logistische (exponentielle) Funktion wahrscheinlich, d. h. stabiles Wachstum kann noch angenommen werden.
- $0{,}8 < r^2 < 0{,}9$: Ausbildung als logistische (exponentielle) Funktion wenig wahrscheinlich, d. h. instabiles Wachstum muß angenommen werden.
- $r^2 < 0{,}8$: Ausbildung als logistische (exponentielle) Funktion sehr unwahrscheinlich, d. h. es kann kein (stabiles) Wachstum angenommen werden. Alle zugehörigen Prozesse und Parameter sind noch in der Entscheidungsphase.

Der Schätzwert y´ für einen beliebigen vorgegebenen Wert von x berechnet sich zu

(8) $y' = a\, e^{bx} \quad (a>0)$.

3.3 Validierung der Aussagekraft der Extrapolation

Obwohl mit der Regression der komplette bisherige Verlauf der Entwicklung betrachtet wird, bleibt es trotzdem eine Momentaufnahme des gegenwärtigen Zustands. Um die Aussagekraft der Extrapolation zu erhöhen, wird zusätzlich der Verlauf des Bestimmtheitsmaßes über Extrapolationen für frühere Zeitpunkte ermittelt.

Fig. 3 zeigt einen solchen Verlauf des Bestimmtheitsmaßes für die Entwicklung der jährlichen Installation von Windkraftwerken in Deutschland. Dabei wird der Verlauf ab dem 5. Wertepaar betrachtet, da er erst ab dort aussagekräftig wird.

Bis zum Jahr 2002 hat sich das Bestimmtheitsmaß Richtung Wert 1 entwickelt, d.h. der Zubau von Windkraftwerken gehorchte zunehmend einem exponentiellen Verlauf und die Aussagekraft der Extrapolation hatte zugenommen. Ab dem Jahr 2003 ist der Wert jedoch wieder deutlich gesunken, ein stabiler Wachstumsverlauf kann daher nicht angenommen werden, obwohl das technische Potenzial der Windkraft ein Vielfaches der momentan erreichten installierten Leistung beträgt. Das Wachstum ist stark abgebremst und könnte völlig zum Erliegen kommen. Elektrische Energie aus Windkraft ist also für elektrische Antriebskonzepte in Deutschland noch keine gesicherte Energieressource. Aus den früheren Untersuchungen lässt sich vermuten, dass eine validierte Extrapolation erst vorliegt, wenn das Bestimmtheitsmaß über einen Zeitraum von mehr als 10 Jahren über dem Wert 0,9 liegt, gegen den Wert 1 tendiert und der Anteil an der gesamten Energieversorgung für einen Versorgungsbereich wie Straßenverkehr mindestens die Schwelle von 1% überschritten hat. Erst dann kann die gesamte Entwicklung als stabil oder gesichert angenommen werden.

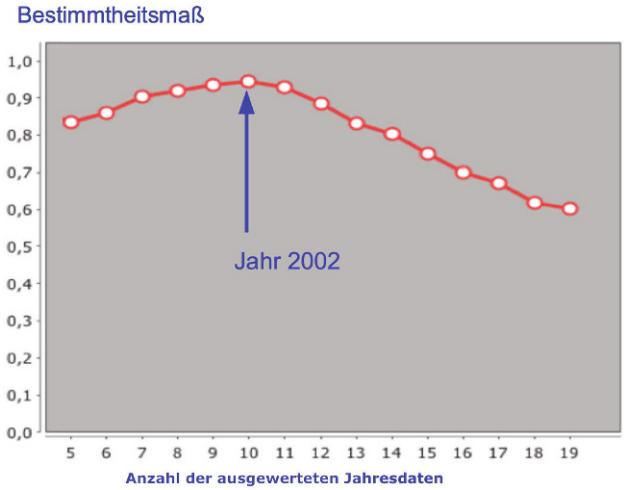


Fig. 3. Verlauf des Bestimmtheitsmaßes für die Entwicklung der Windenergie in Deutschland

4 Beispiele für die Verfügbarkeit von Energieressourcen für die Kraftstoffversorgung derzeit diskutierter Antriebskonzepte

Das oben beschriebene Verfahren wird im Folgenden auf Energieressourcen angewendet, über die derzeit schon ausreichendes Datenmaterial zur Verfügung steht.

4.1 Beispiele für die Verfügbarkeit von Energieressourcen für Antriebskonzepte mit alternativen Kraftstoffen

Kraftstoffe aus Biomasse. Zu den Kraftstoffen aus Biomasse gehören Biomethanol und Biodiesel. Beide können in modifizierten Verbrennungsmaschinen genutzt werden.

In /9/ wird das weltweite energetische Potenzial von Biomasse auf mindestens 40% des Weltenergieverbrauchs geschätzt. Zugleich wird aus Effizienzgründen von der Verwendung im Kraftfahrzeugsektor abgeraten und der Strom- und Wärmeerzeugung aus Biomasse der Vorzug gegeben. Trotzdem ist das Potenzial so beträchtlich, dass es sich lohnt, zumindest die Entwicklung in Deutschland genauer zu betrachten.

Fig. 4 zeigt den Produktionsverlauf von Bioethanol seit 2008 (siehe /10/), Fig. 5 den zugehörigen Verlauf des Bestimmtheitsmaßes.

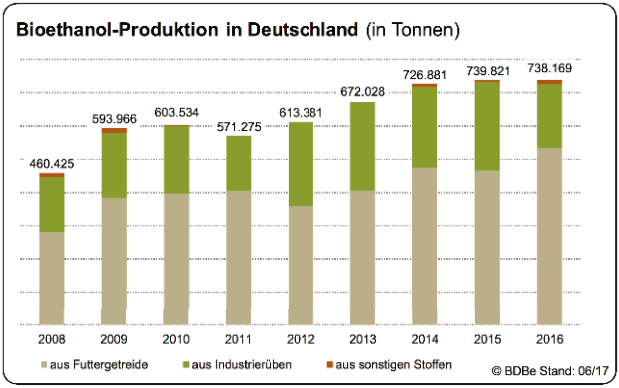


Fig. 4. Produktionsverlauf für Bioethanol in Deutschland /10/

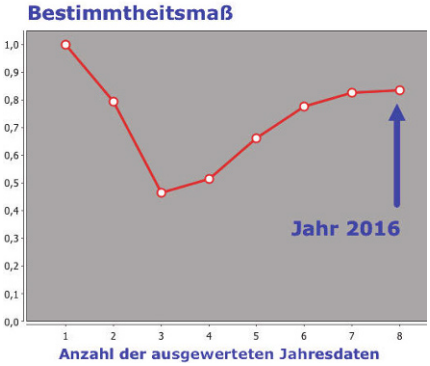


Fig. 5. Verlauf des Bestimmtheitsmaßes für den Produktionsverlauf für Bioethanol

Wie schon der Produktionsverlauf qualitativ erkennen lässt, befindet man sich in der Sättigungsphase und das bei ca. 1,6% Anteil am gesamten Kraftstoffverbrauch (siehe /11/). Der oben genannte Schwellwert von 1% Marktanteil ist damit zwar knapp überschritten, der Verlauf des Bestimmtheitsmaßes spricht jedoch gegen Antriebskonzepte mit Bioethanol. Ein stabiles Wachstum dieser Ressource ist nicht in Sicht.

Welche Rolle der Beobachtungszeitraum spielt, zeigt das Beispiel Biodiesel. Fig. 6 zeigt die weltweite Biodieselproduktion von 2000 bis 2010 (siehe /12/), Fig. 7 den zugehörigen Verlauf des Bestimmtheitsmaßes.

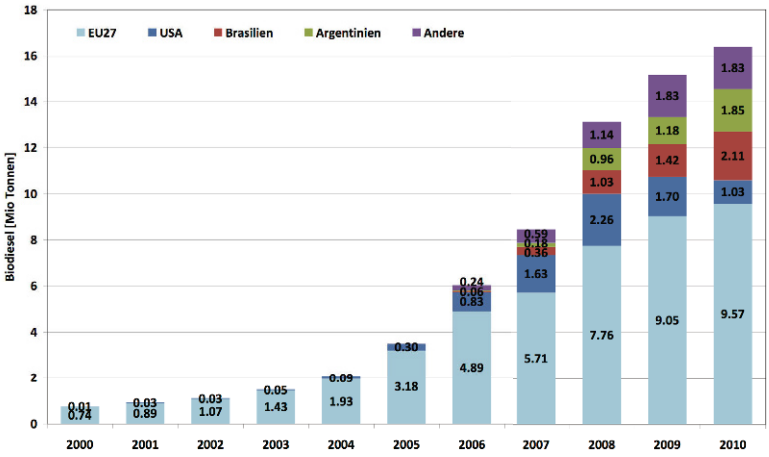


Fig. 6. Produktionsverlauf für Biodiesel weltweit bis 2010 /12/

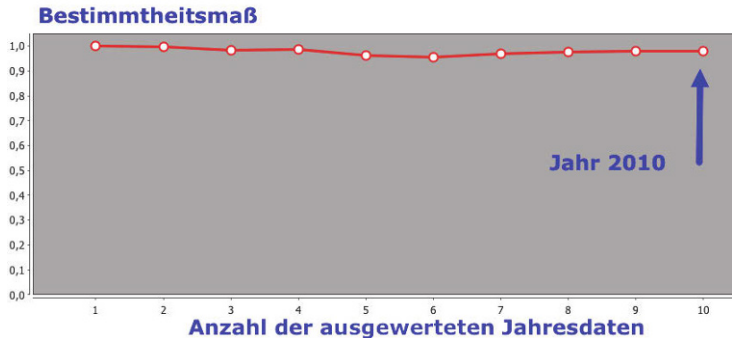


Fig. 7. Verlauf des Bestimmtheitsmaßes für den Produktionsverlauf für Biodiesel bis 2010

Der Kraftstoff-Marktanteil für Biodiesel in Deutschland betrug in 2010 ca. 1,2% (siehe /11/), d. h. der Schwellwert ist überschritten. Obwohl die Biodiesel-Produktion bei qualitativer Betrachtung der Verlaufskurve weltweit in der Sättigung scheint,

spricht der Verlauf des Bestimmtheitsmaßes noch für die Möglichkeit einer weiteren exponentiellen Entwicklung. Der Wert des Bestimmtheitsmaßes hat sich zwar geringfügig gesenkt (von 0,98 auf 0,97 in 2009 bis 2010), was gegen das Kriterium spricht, dass der Wert gegen 1 tendieren sollte. Der Wert liegt aber immer noch deutlich über 0,9. Es könnte sich also nur um eine Art Verschnaufpause in der Entwicklung handeln.

Klarheit darüber gibt die weitere Entwicklung bis 2016 (siehe Fig. 8 und /13/). Der zugehörigen Verlauf des Bestimmtheitsmaßes tendiert deutlich nach unten (Fig. 9). Wie beim Bioethanol befindet sich die gesamte Entwicklung in der Sättigung. Um das Jahr 2008 war der Wendepunkt in der logistischen Funktion.

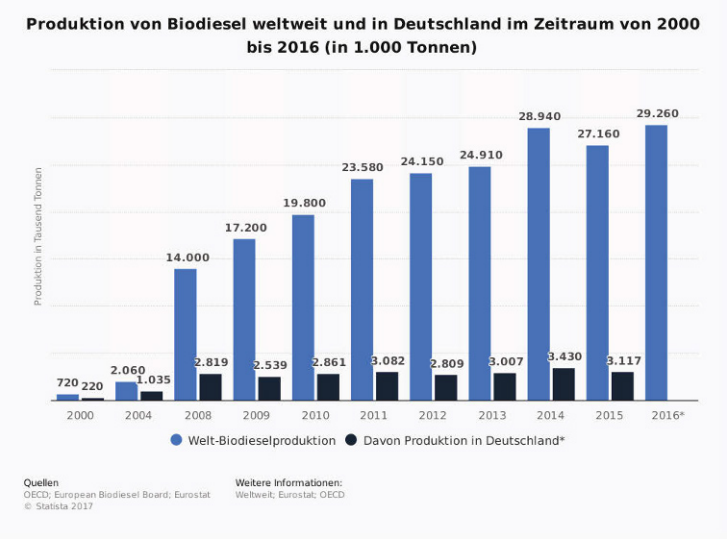


Fig. 8. Produktionsverlauf für Biodiesel weltweit bis 2016 /13/

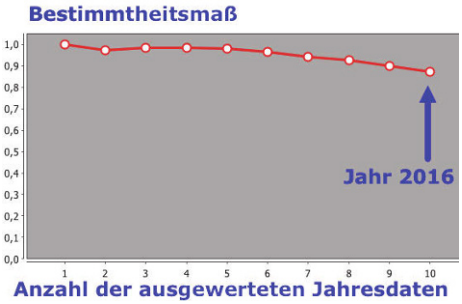


Fig. 9. Verlauf des Bestimmtheitsmaßes für den Produktionsverlauf für Biodiesel bis 2016

Kraftstoffe aus fossilen Quellen wie CNG (Compressed Natural Gas) und LPG (Liquefied Petroleum Gas) hängen von der Verfügbarkeit von Erdöl- und Erdgasvorkommen ab. Da diese Quellen schon lange eingeführt sind und deren Verfügbarkeit im Rahmen der Diskussion um das Fördermaximum (hubbert peak) in der Literatur (z.B. /14/, /15/) schon ausführlich diskutiert wurde, erübrigt sich eine Analyse. Die Förderverläufe von Erdöl und Erdgas gehorchen ganz offensichtlich einer logistischen Funktion und befinden sich bereits im Stadium der Sättigung oder sogar der Degeneration (siehe Fig. 10 und Fig. 11 sowie /16/ und /17/).

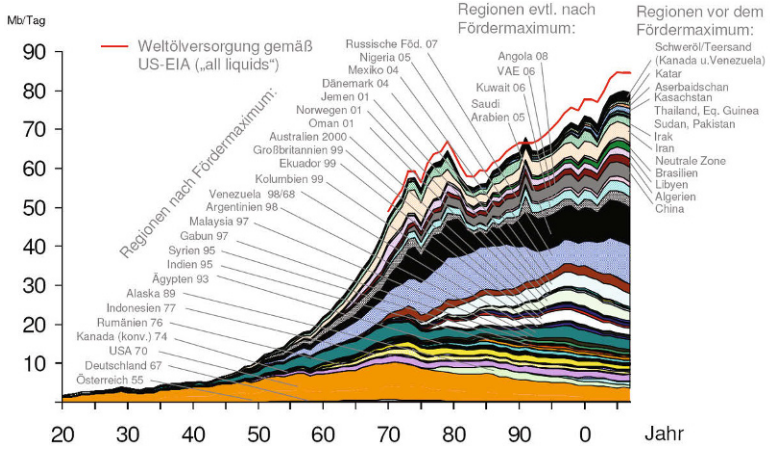


Fig. 10. Förderverlauf für Erdöl weltweit bis 2007 /16/

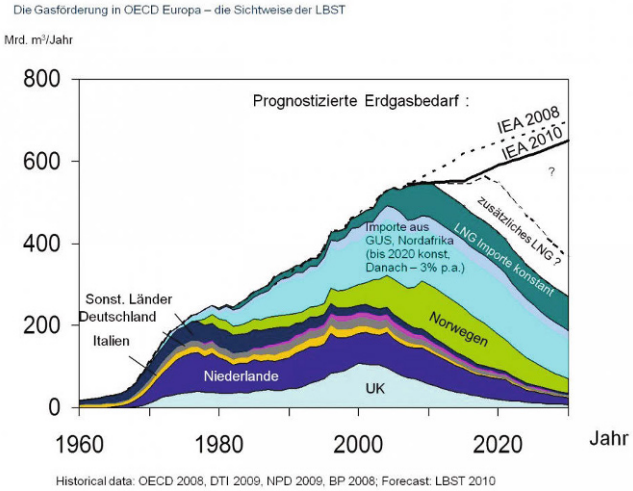


Fig. 11. Förderverlauf für Erdgas weltweit bis 2009, prognostiziert bis 2030 /17/

Speziell dem von der Internationalen Energie Agentur prognostizierten Bedarf an Erdgas bis 2030 stehen keine gesicherten Fördermengen gegenüber.

Kraftstoffen aus Power-To-Gas- und Power-To-Fuel-Prozessen werden im Zuge der globalen Energiewende hin zu regenerativen Energien besondere Chancen eingeräumt, da sie auch als Speichermedien dienen. Die Grundlage dafür sind entsprechende Zuwächse in der regenerativer Erzeugung von Strom aus Solar- und Windenergie (siehe /18/). Diese Zuwächse werden in 4.2 untersucht.

Synthetische Kraftstoffe, speziell XtL-(X-to-Liquid)-Kraftstoffe, sind solche, bei denen von einem anderen Rohstoff als Erdöl wie z. B. Erdgas, Kohle oder Biomasse oder anderen ausgehend Kraftstoffe erzeugt werden, die den Erzeugnissen aus Erdöl entsprechen. Die Definition ist nicht einheitlich und überschneidet sich teilweise mit den oben genannten Kraftstoffarten bis hin zu den Power-to-Fuel-Kraftstoffen (siehe /19/). Im Prinzip können alle Kraftstoffvarianten mit dem hier vorgestellten Verfahren untersucht werden, sobald Daten über genügend große Zeiträume von mindestens 10 Jahren verfügbar sind.

4.2 Beispiele für die Verfügbarkeit von Energieressourcen für elektrische oder hybride Antriebskonzepte

Verfügbarkeit von regenerativen Energiequellen zur Stromerzeugung. Zu den wesentlichen regenerativen Energiequellen gehören die Solarenergie und die Windenergie. Alle anderen Quellen wie Biomasse, Wasserkraft, Geothermie und Meersesenergie haben von den Potenzialen nur eine untergeordnete Bedeutung (siehe /20/). Die Potenziale von Solarenergie und Windenergie sind ein Vielfaches des derzeitigen Energieverbrauchs (siehe /21/) und die Wachstumsraten in der Erschließung durch die installierte Kraftwerksleistung verlaufen seit ca. drei Jahrzehnten exponentiell und haben den Anteil von 1% der weltweiten elektrischen Energieerzeugung bereits überschritten (Fig. 12 und /22/).

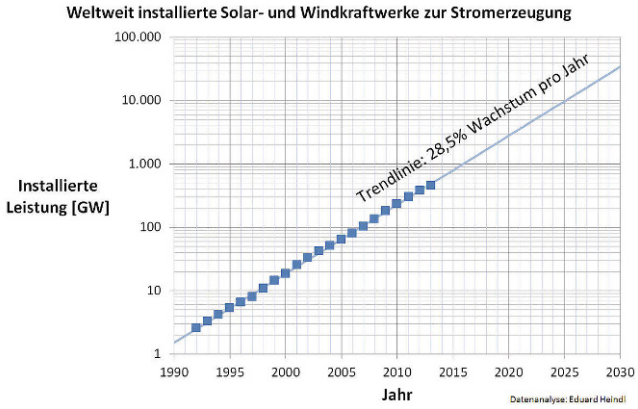


Fig. 12. Entwicklung der installierten Leistung von Solar- und Windkraftwerken weltweit /22/

Auch die einzelnen Werte für die jährlich installierte Leistung von Solar- und Windkraftwerken entwickelt sich weltweit exponentiell (Fig. 13 und Fig. 14 sowie /23/ und /24/) im Gegensatz zu Deutschland (siehe oben). Die Bestimmtheitsmaße sind seit über 10 Jahren nahe dem Wert 1 (Fig. 15 und Fig. 16).

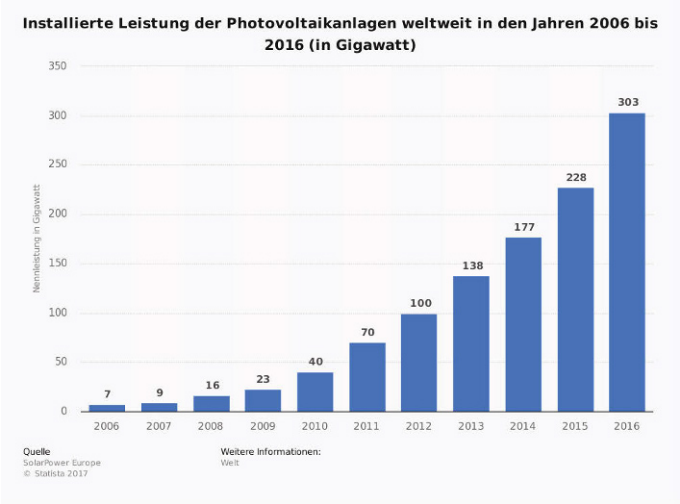


Fig. 13. Verlauf für die installierte Leistung von Solarkraftwerken bis 2016 /23/

Fig. 14. Verlauf für die installierte Leistung von Windkraftwerken bis 2016 /24/

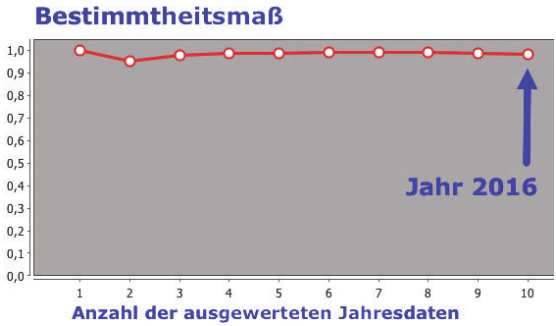


Fig. 15. Verlauf des Bestimmtheitsmaßes für die installierte Leistung von Solarkraftwerken bis 2016

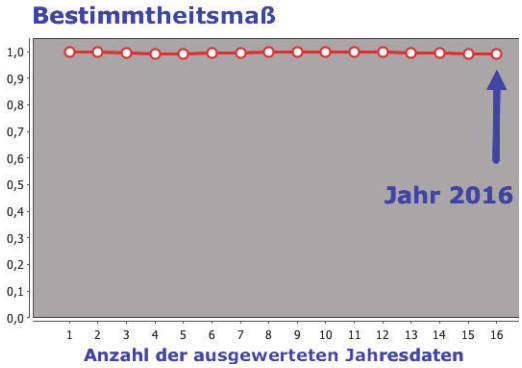


Fig. 16. Verlauf des Bestimmtheitsmaßes für die installierte Leistung von Windkraftwerken bis 2016

4.3 Schlussfolgerungen aus den Beispielen

Bisher konnte noch nicht von allen in Frage kommenden Kraftstoffen mangels Daten für genügend lange Zeiträume von mindestens 10 Jahren nach dem vorgestellten Verfahren Analysen durchgeführt werden.

Als gesichert kann jedoch angenommen werden, dass mit elektrischer Energie aus Solar- und Windkraftwerken und den daraus abgeleiteten synthetischen gasförmigen und flüssigen Kraftstoffen zukunftssichere Ressourcen zur Verfügung stehen, da sich dort weltweit ein stabiler exponentieller Wachstumspfad etabliert hat. Diese synthetischen Kraftstoffe dienen gleichzeitig der langfristen Energiespeicherung von Solar- und Windenergie. Länderspezifisch kann es zum weltweiten Wachstumspfad Abweichungen geben, wie das einleitende Beispiel in Kapitel 3 zur Windenergie in Deutschland gezeigt hat. Diese Unterschiede gab es in den Anfangszeiten der klassischen

Energieträger auch. Doch schließlich hat sich der weltweite Trend überall durchgesetzt.

Tendenziell hat mit dem vereinzelten Umstieg auf Elektro- und Hybridfahrzeuge bereits eine zugehörige technologische Entwicklung passend zu diesen Ressourcen begonnen.

So sind z.B. Elektrobusse für den Personennahverkehr schon seit einigen Jahren erfolgreich in Betrieb (siehe /25/). Für den LKW-Zulieferverkehr mit elektrisch betriebenen Fahrzeugen gründete ein Logistik-Unternehmen sogar eine eigene Produktionsstätte, da entsprechende Fahrzeuge am Markt nicht zur Verfügung standen (siehe /26/). Von einem großen Hersteller für Elektrofahrzeuge wurde aktuell ein Elektro-Truck für Langstrecken angekündigt (siehe /27/).

Trotzdem geschieht dieser Umstieg in großen Teilen der Fahrzeugindustrie nicht schnell genug. Nach neueren Untersuchungen müsste er noch stark beschleunigt werden (siehe /28/).

Literaturangaben

1. Pieprzyk, B., Hilje, P: Erneuerbare Energien – Vorhersage und Wirklichkeit. Kurzgutachten, Agentur für Erneuerbare Energien, Berlin (2009).
2. Nicholas F. Britton: Essential Mathematical Biology. Springer Verlag 2003.
3. Haefele W, Anderer J, McDonald A, Nakicenovic N (1981): Energy in a Finite World: Paths to a Sustainable Future (Volume 1); Ballinger Publishing Company, Cambridge, MA, USA [1981].
4. Haefele W.: Energy in a Finite World: A Global Systems Analysis (Volume 2), Ballinger Publishing Company, Cambridge, MA, USA [1981].
5. Kahlen, H.: ELEKTRO-STRASSENFAHRZEUGE. TAGUNG DER VDI-GESELLSCHAFT ENERGIETECHNIK, DRESDEN, 20. UND 21. OKTOBER 1992, VDI-Berichte, Issue Number: 985, VDI Verlag, ISSN: 0083-5560, (1992)
6. Fahrmeir, Ludwig/ Kneib, Thomas/ Lang, Stefan: Regression: Modelle, Methoden und Anwendungen, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York 2007
7. Opfer, Gerhard: Numerische Mathematik für Anfänger, 2. Auflage, 1994, Vieweg Verlag
8. Zeidler E. (Hrsg.): Taschenbuch der Mathematik (bekannt als Bronstein und Semendjajew), Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden 2003.
9. Pieprzyk, B.: Globale Bioenergienutzung – Potenziale und Nutzungspfade, Agentur für Erneuerbare Energien, Berlin, Juni 2009
10. Marktdaten Bioethanol 2016, Stand 06/2017, Bundesverband der deutschen Bioethanolwirtschaft e.V.
11. https://www.unendlich-viel-energie.de/mediathek/grafiken/kraftstoffverbrauch-und-biokraftstoffanteile-2014, zuletzt aufgerufen am 29.11.2017
12. Lamers, P.: Internationale Biodiesel-Märkte, UFOP-Schriften 2011 / Biodiesel&Co, Union zur Förderung von Oel- und Proteinpflanzen e.V., Berlin
13. LEL, und LfL. "Produktion von Biodiesel weltweit und in Deutschland im Zeitraum von 2000 bis 2016 (in 1.000 Tonnen)." Statista - Das Statistik-Portal, Statista, de.statista.com/statistik/daten/studie/198612/umfrage/produktion-von-biodiesel-weltweit-und-in-deutschland/, zuletzt aufgerufen am 30. November 2017

14. Adam R. Brandt: Testing Hubbert. In: Elsevier (Hrsg.): Energy Policy. 35, Nr. 5, Mai 2007, S. 3074–3088.
15. Energierohstoffe 2009 - Reserven, Ressourcen, Verfügbarkeit, Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (BGR), Hannover, 2009, ISBN 978-3-9813373-1-0
16. https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:Welt%C3%B6lf%C3%B6rderung.png&filetimestamp=20080522160147&, zuletzt aufgerufen 30. November 2017
17. http://www.social-innovation.org/?attachment_id=3556, zuletzt aufgerufen 30. November 2017
18. Sterner, M., Stadler, I. (Hrsg.): Energiespeicher – Bedarf, Technologien, Integration, 2. korrigierte und ergänzte Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2017, ISBN 978-3-662-48892-8
19. International Energy Agency: Tracking Industrial Energy Efficiency and CO2 Emissions, Paris, 2007, ISBN : 978-92-64-03016—9
20. Quaschning. V.: Regenerative Energiesysteme. Technologie – Berechnung – Simulation. 8. aktualisierte Auflage. München 2013
21. REN21 UNECE RENEWABLE ENERGY STATUS REPORT 2017, 978-3-9818107-5-2
22. https://de.wikipedia.org/wiki/Datei:Wachstum-Erneuerbare-Weltweit-2013.jpg, zuletzt abgerufen am 30.11.2017
23. SolarPower Europe. "Installierte Leistung der Photovoltaikanlagen weltweit in den Jahren 2006 bis 2016 (in Gigawatt)." Statista - Das Statistik-Portal, Statista, de.statista.com/statistik/daten/studie/232835/umfrage/weltweit-installierte-photovoltaik-leistung/, zuletzt aufgerufen 30. November 2017
24. WWEA. "Installierte Windenergieleistung weltweit in den Jahren 2001 bis 2016 (kumuliert in Megawatt)." Statista - Das Statistik-Portal, Statista, de.statista.com/statistik/daten/studie/158323/umfrage/installierte-windenergie-leistung-weltweit-seit-2001/, zuletzt aufgerufen 30. November 2017
25. https://de.wikipedia.org/wiki/Batteriebus, zuletzt aufgerufen 30. November 2017
26. http://www.dpdhl.com/de/presse/specials/elektromobilitaet.html, zuletzt aufgerufen 30. November 2017
27. https://www.tesla.com/semi/, zuletzt aufgerufen 30. November 2017
28. Seba, T.: Clean Disruption of Energy and Transportation: How Silicon Valley Will Make Oil, Nuclear, Natural Gas, Coal, Electric Utilities and Conventional Cars Obsolete by 2030, 2014, ASIN: B00L2M7UK8
29. http://www.naturefund.de/erde/atlas_der_welt/bedrohte_umwelt/die_atomkraft_und_ihre_zivile_und_militaerische_nutzung.html, zuletzt aufgerufen 30. November 2017
30. http://mobile.kernenergie.de/kernenergie/service/fachzeitschrift-atw/hefte-themen/2008/apr/10_vollstaendiger-atw-Artikel-kernenergie-weltreport-2007.php, zuletzt aufgerufen 30. November 2017

Innovative Development and Manufacturing

Product Processes based on Digital Twin

Nima Alaei[1], Asko Rouvinen[2], Aki Mikkola[1] and Raimo Nikkilä[2]

[1] Lappeenranta University of Technology, Skinnarilankatu 34, 53850 Lappeenranta, Finland
[2] Mevea Ltd., Laserkatu 6, 53850 Lappeenranta, Finland
nima.alaei@lut.fi

Abstract. Product development is performed by accomplished designers who make their best efforts to understand customer needs and desires via verbal or written feedback. This approach becomes cumbersome if a product design undergoes revolutionary changes. This paper focuses on how the potential of real-time simulation models based on Multibody System Dynamics or, in short, physics based Digital Twins, is utilized as a tool to interpret customers' needs. The complete real-time simulation model can be seen as an interaction of several subsystems, such as environment, work process, mechanics, actuators, control system and user input. A mechanical subsystem based on the use of multibody system dynamics includes modeling of mechanical bodies, force elements acting between bodies, joints connecting bodies, and contacts. In this way, three main areas of product lifecycle are consistently covered. First, the benefits of the proposed approach are discussed in the Research & Development and Product Development section. Then comes service business, and finally, the authors discuss the effect of the approach in marketing and sales.

Keywords: Digital Twin, Real-time Simulation, Product Development, Multibody System Dynamics

1 Introduction

In recent years, simulation-based product development has received a notable attention in scientific publications [1]. That same trend is observable with the deployment and popularity of Digital Twin, which is designed to accommodate the need for cheaper and repeatable product research. This is happening thanks to recent major innovation and improvement in IT technologies, which have facilitated the features of digital tools for practicing multi-dimensional aspect of simulation work. Following the recent advances, this paper is discussing the newly emerged approach, as a substantial potent platform for product processes.

Traditionally, product and service development decisions have been made by expert staff far from end-users. Their decisions have been based, for the most part, on relevant technical aspects. In the product development work, digital analysis tools, such as finite element method, multibody system dynamics, are used to speed up design process and to ensure that a product will have targeted technical features. In the product process, customer needs and desires are solicited via verbal or written inter-

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_15

view. For a completely new product or for major product changes, this approach is challenging as it is difficult to describe a concept-level product to customers. It is equally difficult for the customers to fully understand the advantages or disadvantages of the upcoming product. Furthermore, if the product contains a radical innovation, customers may not even be able to articulate their specific needs with respect to the product [2]. Accordingly, the major drawback associated with the current process is that the usability issues and fulfilment of customer needs can be addressed only at the late phases of the R&D process, often after the first physical prototype is built. This is expensive, time-consuming and often does not fully serve customers' needs. Therefore, it can be considered as a severe drawback, as the main focus of these process improvements is to move away from the purely technical aspects and proceed towards enhancing the user experience.

User/customer demands must be better addressed in future products and services. This problem can be solved by developing a real-time simulation based approach to product processes. In practice, this vision can be accomplished by developing a toolset that will allow multiple stakeholders to access product research and development through virtual worksites providing fully configurable, real-time, physics based virtual prototyping. According to the vision, digital tools are no longer a toolset of a product development team but, instead, they are used as a bridge connecting product development and customers. This allows the product development team to introduce new concepts to customers in early phase of the R&D process, well before the first physical prototype is built. Customers, in turn, can modify models according to their needs and this way express their requirements in a clear technical form. In practice, the required toolset can be obtained by employing multi-physical real-time multibody system approach.

This paper describes possible uses of real-time simulation based product processes. The primary objective is to explain how real-time simulation tools would increasingly represent real-world functionality.

2 Real-Time Simulation of Multibody System Dynamics

The complete real-time simulation model can be seen as an interaction of several subsystems, such as environment, work process, mechanics, actuators, control system and user input. Each subsystem interacts with other subsystems to provide a complete simulation process. As an example, the main role of the user is to provide reference signal to the control system via a control console (pedal, joystick, etc.), which can be translated as input signals for the control system. The actuator subsystem's function, in turn, is to compute the force that is provided to the mechanic subsystem after receiving data signal from the control system.

Description of mechanical subsystem is based on the use of multibody system dynamics, and it includes modeling of mechanical bodies, force elements acting between bodies, joints connecting bodies, and contacts. The actuator subsystems producing magnitudes of force elements can have a variety of component types, such as tires, hydraulics, electric drives, reeling, etc.

Multibody system dynamics is generally built following certain steps. In the first step, a comprehensive model of body physics, including masses, positions of the center of mass, three-dimensional definition of inertia, flexibility characteristic, are defined to form a basis for the multibody model of the system. Initial kinematics of the bodies then are implemented in the global system of coordination, which means that at the start of simulation, the position and orientation are assumed to be known. This provides data for the formation of body reference frames with respect to global coordinates. The next step is defining the constraints, this is where the joints that connect the different bodies in the model are described. In this way, each body behaves according to the limits that are imposed by other connected bodies. Conventionally, this restriction is categorized geometrically as translational or rotational, depending on the nature of the restriction imposed by the joint. Then forces that are acting on the bodies and constraints are mathematically implemented into the system. [3]
Mobile machineries are traditionally empowered by hydraulic actuators, such as hydraulic cylinders and motors. Hydraulic cylinders are used to get translational movement from a pressure source, main parameters in this case are cylinder piston diameter, stroke length, end-damping coefficient, end-spring stiffness and leakage properties. The main modelling approach, which is widespread in simulation software, is semi-practical method that is an aggregated solution based on real experiments and scalable measurements to theoretical approaches. Fig. 1 shows the main elements, involved in multibody modelling of a mobile machine. [3]

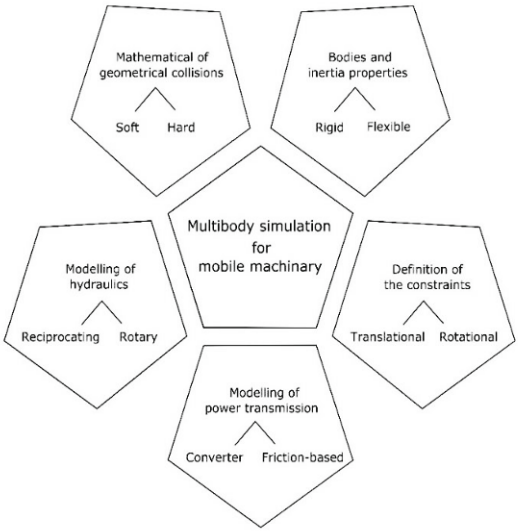


Fig. 1. Main multibody simulation concepts involved in a virtual mobile machine model

In Fig. 1, the power transmission is divided into converter and friction-based component groups. Converters will include spur gears, rack and pinions, planetary gears

and other gearboxes, while brakes and clutches are incorporated by friction-based forces. Whereas, the main parameters are relative velocity, contact normal load, contact tangential load, friction coefficient and Stirbeck curve properties.

3 Uses of simulator-driven processes

3.1 Research and Development and Product Development

Product development is one of the essential processes for companies as it can influence the competitive success, adaptation and renewal of organizations [4]. The vast literature focusing on product development has found a plethora of reasons behind a new product success (as well as behind its failure), however, here we focus only on some of them. Ancona and Caldwell [5] found that the most successful product-development teams had engaged in a wide-ranging external communication strategy, combining so-called ambassador and task-coordination behaviors that helped these teams secure resources, gain task-related information, and eventually enhance performance. Community-based simulator driven process enhances companies' possibilities to make customers an important resource for their product development efforts [6].
Connection between the Digital Twin and other processes in product development phases is depicted in Fig. 2. Product development in this scenario starts at concept design such as CAD drafting. In next steps, the progress of different phases is linked to the Digital Twin, so units like hardware and software in loop can communicate with CAD tools through the Digital Twin intermediary. Each step of iteration through the Digital Twin helps the designer avoid unseen discrepancies and coordinates the work of different engineering disciplines [7].

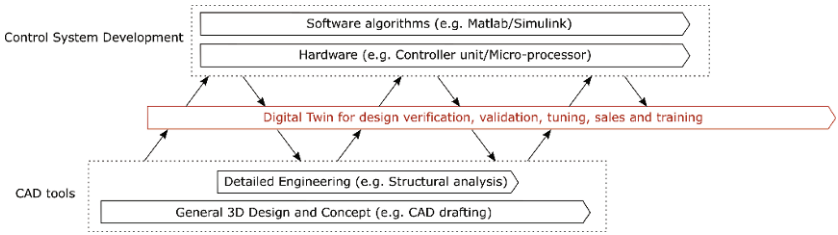


Fig. 2. Simulator-driven process in product development

An example of the use of the "virtual machine" in the product development could be the planning of a new mobile machine. Thanks to the simulator-driven approach, a company can recruit a large number of test-drivers for several (virtual) prototypes and beta versions. In this approach, the classic idea of testing various versions of the products is combined with customer-driven innovation. Well-planned and implemented simulation-based test cycle means that in the virtual environment the test users

could operate in different conditions and with different features in a shorter time period than in real-world conditions. Furthermore, a company could also add game-like elements into the testing platform. This gamification [8] can increase the commitment of the test users and may provide user experiences from even a larger number of potential users.

The benefits for product and development include better concept design, due to the outcome of more appropriate test cases, as well as savings in material cost in final design stages, since the construction can be optimized based on user data. This is due to the fact that user data can be gained from larger pool of users, as compared to the classic marketing research methods.
Several case examples, including a pantograph-catenary suspension system that is modelled via ADAMS software, as well as a systematic approach for modelling mechatronic parts for car manufacturing, which are in concern of this group of multibody modelling application, are presented in [9]. In addition to said applications, a typical example of the usage of simulation driven product development is schematically shown in Fig. 3. In such applications where the controller hardware and software are identical to the actual machine, results and diagnosis are performed with the help of simulated model. Thus, the risk of actuator damage is reduced, meanwhile time is saved within data collection process.

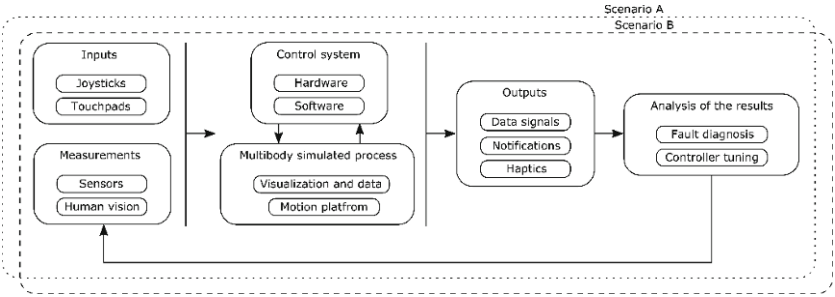


Fig. 3. Application of simulation based product development in controller tuning scenarios

3.2 Service business

Fig. 4 schematically explains the role of a Digital Twin as the main part of virtual R&D when the sample process is under progress [10]. In this scenario, there are three main objectives for a Digital Twin. It will ensure that the product specification meets the requirements which are defined in initial phases. Moreover, it provides an appropriate demonstration for stakeholders earlier than the first prototyping phase, therefore they can understand and involve the development process. The last benefit of these virtual R&D toolsets is wide availability and repeatability of virtually experienced data in the last chains of R&D process, namely production, sales and training. Such virtually collected data make a large asset out of possible various trials, whilst the operation is handled safely.

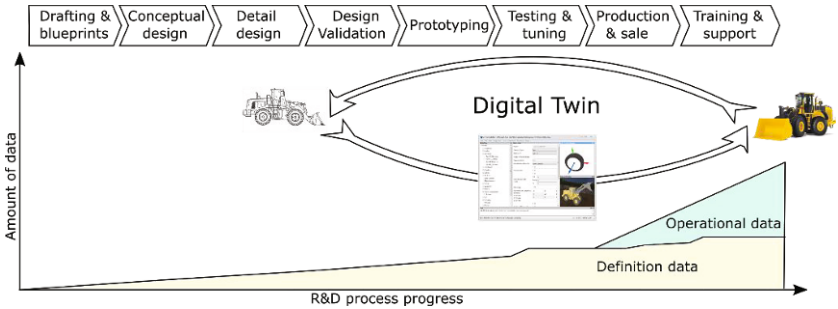


Fig. 4. Schematic role of a functional Digital Twin during R&D process

Normet can be considered as a case study for above mentioned area of application. The company is active in mining machineries section and relevant services. Underground construction, processing and logistics are the company's main fields of interest. With the help of simulation tools which are designed based on multibody simulation (via Mevea software), Normet was able to reach, on average, 23 percent higher efficiency of concrete spraying. [11] Moreover, the concrete distribution on inner walls of tunnels can be monitored and subsequently, further improvement is possible through the analysis of the results. Fig. 5 shows a screenshot of a real-time simulation related to the said process.

Fig. 5. Application of multibody dynamic simulation for operator training [11]

3.3 Marketing and sales

Schneider and Hall [12] suggest that the 'biggest problem' in new product launch is 'lack of preparation'. With this they mean that often companies are so focused on designing and manufacturing new products that they postpone the hard work of get-

ting ready to market them until it is too late (ibid.). By introducing community-based, real-time tools that simulate real-world functionality for potential customers, a more realistic idea of different value-drivers can be gained. A simulation can substitute real life observation with voluminous realistic data. More information on how potential users cope in different usage situations can help marketers and sales people customize the products for customers.

A new practical example of using the simulator in marketing and sales can be found in products with different additional value-creating features. A car dealer may have a simulator in a show room and potential customers can test the effect of various additional features (more effective engine, etc.) on their driving experience with less hassle.

4 Discussion and Conclusions

Since advanced multibody simulations technologies make it possible to describe increasingly complex mechanical systems, the possible benefits and uses of these technologies need be considered. This paper has presented three interesting areas of application for real-time, simulator-driven processes.

This approach increases the competence of mobile machinery manufacturers, enabling them to establish a systematic approach of adapting to fast changes. A wide diversity of tasks can be conducted through the simulation platform in the three presented areas, built based on multibody dynamics modelling. For near future development, the platform is intended to improve not only user experience and feedback in features of simulation tools, but also the system's compatibility for assembling and integrating e-learning, virtual reality, internet of things and crowd sourcing, which all should pass through such platforms.

References

1. Jahangirian, M., Eldabi, T., Naseer, A., Stergioulas, L. K., & Young, T. Simulation in manufacturing and business: A review. European Journal of Operational Research, 203(1), 1-13 (2010).
2. Mohr J., Sengupta S., Slater S.: Marketing of high-technology products and innovations. 3rd edn. Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ (2010).
3. Baharudin M.E., Rouvinen A, Korkealaakso P., Mikkola A.: Real-time multibody application for tree harvester truck simulator. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K. In Journal of Multi-body Dynamics 2014, vol. 228(2), pp. 182-98. SAGE, California (2014).
4. Brown S.L., Eisenhardt K.M.: Product development: Past research, present findings, and future directions. Academy of management review 20(2), 343-378 (1995).

5. Ancona D. G., Caldwell D.F.: Bridging the boundary: External process and performance in organizational teams. Administrative Science Quarterly 37, 634–665 (1992).
6. Hippel E. von.: Get New Products from Customers. Harvard Business Review 60(2) 117-22. (1982)
7. Song In-Ho and Chung Sung-Chong.: Synthesis of the digital mock-up system for heterogeneous CAD assembly. Computers in Industry 60(5), 285-295 (2009).
8. Hamari J., Koivisto J. J., Sarsa H.: Does gamification work? a literature review of empirical studies on gamification, System Sciences (HICSS) 47th Hawaii International Conference 2014, pp. 3025-3034 IEEE (2014).
9. Larsson, T. Multibody dynamic simulation in product development. Doctoral dissertation Luleå tekniska universitet, (2001).
10. Garbade R., Dolezal W. R.: Evolution of the Digital Mock-up (DMU) at Airbus to the Centre of Aircraft Development. Future of Product Development 2007, 3-12 (2007).
11. Mevea simulation Homepage, http://www.mining-technology.com/contractors/roofing/normet, last accessed 2017/11/21.
12. Schneider J.,Hall, J. Why most product launches fail. Harvard Business Review (April), 21-23 (2011).

Industrie 4.0
Digitalization – more than just fancy!

Prof. Dr. Frank Lehmann, Werkleiter

Mercedes-Benz Türk A.S., Aratol Bahçeli Mah.157 Blv. No:11, 68100 Aksaray – TURKEY
frank.h.lehmann@daimler.com

Abstract. Mercedes-Benz Türk's truck plant in the province of Aksaray started production in 1986. Since 1986 more than 235.000 trucks have been manufactured at the plant and sold primarily in the domestic market. Mercedes-Benz Truck has the highest requirements in regards to quality, trendsetting technologies and pioneering safety standards which results in a complex product and process environment. Together with today's challenging competitive market situations, focusing on cost structures and shrinking life cycles the entire situation is getting even more complex. New and highly innovative processes are required to compete.

The commercial vehicle industry is facing fundamental changes. Besides the electrification of the powertrain, autonomous driving and the development of new markets; digitalization is the major driver of this change. Because of it new competitors are generating new room and are shaping the future of mobility. Industry 4.0 for Daimler is more than just a digitalization of existing physical elements. It is more a transformation process. A change of culture and the way of work; both on the shopfloor and in the office. The cultural aspects are often underestimated but the cycle of transformation starts within the mindset of everyone involved.

The Mercedes-Benz Plant Aksaray already impresses with several elements of the fourth industrial revolution, be it in the Liaison Engineering Department with augmented reality or in the assembly line with handling and visualizing of big instruction data. This paper will show you some examples in detail, from the idea to the final implementation.

Keywords: Industrie 4.0, Digitalization, Digital Transformation

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_16

Industrie 4.0
Digitalisierung – mehr als nur eine Mode!

Prof. Dr. Frank Lehmann, Werkleiter

Mercedes-Benz Türk A.S., Aratol Bahçeli Mah.157 Blv. No:11, 68100 Aksaray – TURKEY
frank.h.lehmann@daimler.com

Abstract. Das LKW Produktionswerk der Mercedes-Benz Türk produziert seit 1986 in der Provinz Aksaray, Türkei. Seitdem wurden über 235.000 LKWs für das türkische Inland und verschiedener Exportmärkte ausgeliefert.
Mercedes-Benz Trucks Kunden haben die höchsten Ansprüche in Bezug auf Qualität, innovative Technologien und wegweisende Sicherheitsstandards. Diese Ansprüche führen zu anspruchsvollen Produkten und einer komplexen Prozesslandschaft. Selbstverständlich müssen gleichzeitig auch wettbewerbsfähige Kostenstrukturen und verkürzte Innovationszyklen beherrscht werden.
Die Nutzfahrzeugbranche steht vor fundamentalen Veränderungen. Neben der Elektrifizierung des Antriebsstrangs, dem autonomen Fahren und der Erschließung neuer Märkte ist vor allem die Digitalisierung Treiber dieses Wandels.
Durch die Digitalisierung erschließen neue Wettbewerber den Markt und gestalten die Zukunft des Automobils, der Mobilität und des Transports entscheiden mit. Für Daimler ist Industrie 4.0 mehr als nur die Digitalisierung vorhandener physischer Elemente. Es ist vielmehr ein Prozess der Transformation. Ein Wandel von Kultur und Arbeitsweise; sowohl am Produktionsband als auch im Büro. Der kulturelle Aspekt dieses Wandels wird oftmals stark unterschätzt. Doch der Zyklus der digitalen Transformation beginnt im Mindset aller Beteiligten.
Das Mercedes-Benz Werk Aksaray überzeugt bereits mit vielen Bestandteilen der vierten industriellen Revolution. Sei es in der Arbeitsvorbereitung mit Augmented Reality oder in der Montage mit der Visualisierung von großen Datenmengen. In diesem Beitrag werden einige Beispiele aus dem Standort im Detail erläutert. Dabei werden die Aspekte der Herausarbeitung von Potenzialen und der finalen Umsetzung in die Praxis explizit hervorgehoben.

Keywords: Industrie 4.0, Digitalization, Digital Transformation

1 Einleitung

Die digitale Transformation ist ein Prozess bestehend aus verschiedenen Stufen und Beteiligten. Unabhängig von alt-traditionellen Hierarchieebenen gilt die richtige Einstellung („right mindset“) dabei als elementarer Bestandteil zum Erfolg.

Im Rahmen von Leadership2020 (eine spartenübergreifende Initiative der Daimler AG) wird diese Einstellung forciert – nicht nur unter dem selbstsprechenden Titel Digital Transformation, sondern u.a. auch mit den Oberbegriffen Agility, Pioneering Spirit oder Co-Creation.

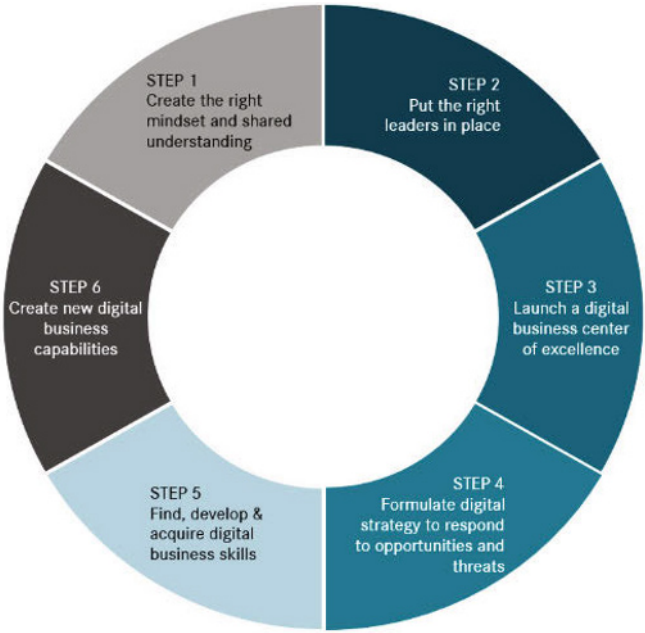


Fig. 1. 6 Stufen der digitalen Transformation [1]

Erst wenn diese Basis, das richtig Mindset, bei allen verankert ist, kann die Transformation beginnen. Ausgehend der grafischen Darstellung (s. Fig. 1) des Zyklus bedarf es einer richtungsweisenden Strategie. Bei Mercedes-Benz wird diese Strategie durch die sog. Smart Factory abgedeckt.

2 Die Hauptziele der Smart Factory von Mercedes-Benz

Fünf Hauptziele verfolgt Mercedes-Benz mit der Smart Factory

Größere Flexibilität: Die Smart Factory ermöglicht eine noch schnellere Reaktion der Fertigung auf globale Marktschwankungen und veränderte, noch individuellere Nachfrage der Kunden. Die digitale Produktion erleichtert auch die Fertigung immer komplexerer Produkte.

Erhöhte Effizienz: Effiziente Nutzung von Ressourcen wie Energie, Gebäuden oder Vorräten ist ein entscheidender Wettbewerbsfaktor; eine durchgängig digitale Prozesskette bedeutet auch eine ständige Inventur: Bauteile sind jederzeit und überall identifizierbar. Anlagen sind von überall aus steuerbar.

Höhere Geschwindigkeit: Flexible Produktionsprozesse, vereinfachte Anpassung bestehender Produktionseinrichtungen sowie die Installation neuer Anlagen ermöglichen einfachere und effizientere Fertigungsabläufe. Dies erlaubt kürzere Innovationszyklen, Produktinnovationen können schneller in mehr Baureihen gebracht werden (time-to-market).

Attraktives Arbeitsumfeld: Aktive Interaktion von Mensch und Maschine auch über neue Bedienoberflächen verändert die Arbeitswelt in vielen Bereichen wie beispielsweise Qualifizierung und Ergonomie. Unter Berücksichtigung des demografischen Wandels ergeben sich neue Perspektiven bei der Gestaltung zukünftiger Arbeits- und Lebensmodelle.

Smarte Logistik: von der Fahrzeugkonfiguration und -bestellung des Kunden, über die Teilebedarfsermittlung und Beschaffung hin zur Produktion und bis zur Auslieferung. Visionär formuliert: „Ein bestelltes Fahrzeug sucht sich seine Produktionsstätte und Maschine selbst."

3 Identifikation von Potenzialen

Aufbauend auf der Strategie gilt es die richtigen Umfänge zu erkennen und umzusetzen. Bei Mercedes-Benz Trucks werden verschiedene Tools zur Ideengenerierung eingesetzt. In Aksaray wurde mit Unterstützung einer externen Beratungsfirma eine „digitalfokussierte Werkstour" gemacht. Der Vorteil dieser Methode ist, dass in relativ kurzer Zeit sehr viele Potenziale hervorgebracht werden können. Die darauffolgende Auswertung dient Vorerst nur zur Priorisierung der Themen und der Verteilung auf einer Zeitskala von kurzfristig bis langfristig. Demnach wurden in diesem Zusammenhang insgesamt 16 Umfänge definiert die bereits in der Überführung in die Praxis sind.

4 Beispiele aus Mittelanatolien – Dem Mercedes-Benz LKW Werk in Aksaray

Die selbstgesteckten Anforderungen für eine Smart Factory sind zugleich auch Herausforderungen an die gesamte Industrie und deren Teilhaber. Neue Rahmenbedingungen müssen sowohl vom Management als auch vom Werker an der Station akzeptiert und auch umgesetzt werden.
In der Produktion an sich werden wiederum neue Technologien in den Produktionsabschnitten eingesetzt wo es aus ergonomisch-gesundheitlichen Gründen (Rohbau, Lackierung) sinnvoll ist. Zum Teil werden auch nicht wertschöpfende und sich ständig

wiederholende Tätigkeiten (z.B. die Dolly Rückführung) mit neuen Technologien gehandhabt.
Wie viele Standorte der Daimler AG befindet sich auch das Werk Aksaray im Umschwung und nutzt die neuen Rahmenbedingungen der technologischen Entwicklung zur effizienteren Neugestaltung der Produktentstehungskette.
Wesentliche Aspekte dieses Umschwungs sollen im Folgenden anhand einiger Beispiele verdeutlicht werden.

4.1 Augmented Reality:

Hierbei wird der reale Ist-Zustand mit dem virtuellen Soll-Zustand auf einem Bildschirm optisch überlagert. Auf einen Blick werden dabei Abweichungen sichtbar. Eingesetzt wird das Verfahren bei der Planung der Fabrik, bei der Erstellung von Montageanweisungen und bei der Herstellung der Anlagenkomponenten und Betriebsmittel sowie bei deren Inbetriebnahme. Im Werk Aksaray wird Augmented Reality in der Arbeitsvorbereitung u.a. auch zu Schulungszwecken der Mitarbeiter genutzt.

4.2 Virtuelle Montage:

Ähnlich wie eine Spielekonsole mit Bewegungssteuerung den Schwung beim Golf und die Schläge beim Tennis nachahmt, werden bei der virtuellen Montage täuschend echt Bauteile in einem Fahrzeug befestigt. Durch das Erproben mit dem Avatar können erfahrene Mitarbeiter einschätzen, wie sich die jeweilige Arbeit am besten bewerkstelligen lässt – oder ob Änderungen an der Konstruktion nötig sind.

4.3 Digitales Facility Management:

Systeme und Equipments sammeln seit der dritten Revolution bereits ständig Daten. Nun geht es darum diese Daten im Sinne von Big Date auszuwerten und für die Steuerung der Anlagen nutzbar zu machen. Diese Daten dienen im Werk Aksaray zur Inbetriebnahme von ggf. zusätzlichen Automatisierungsumfängen, der Reduzierung von Energieverbrauchen und im Allgemeinen zur zentralen Steuerung der Anlagen und Equipment (schnellere Reaktionszeit, Notsteuerung)

4.4 Apps zur Steuerung:

Der Netzwerkverbund und die damit verbundene Matrixorganisation mit einem Management-Team verteilt auf den gesamten Globus machen auch die Steuerung der Produktion schnelllebiger. Verschiedene Apps zur Einsicht in Kennzahlen und der aktiven Steuerung von Arbeitskräften und Kapazitäten vor Ort lassen schnellere Reaktionen und die dafür notwendige Transparenz zur Entscheidungsfindung zu.

4.5 Fahrzeugerkennung durch Smart-Tags

Die ersten Gedanken im Rahmen von Industrie 4.0 bewegten sich hauptsächlich rund um ein Thema: Keine Papiere mehr in der Produktion.
Werk Aksaray experimentiert derzeit mit Smart Tags die neben einer reinen papierlosen Produktion auch die Prozessstabilität auf eine höhere Ebene tragen soll. Die Vorgehensweise ist wie folgt:

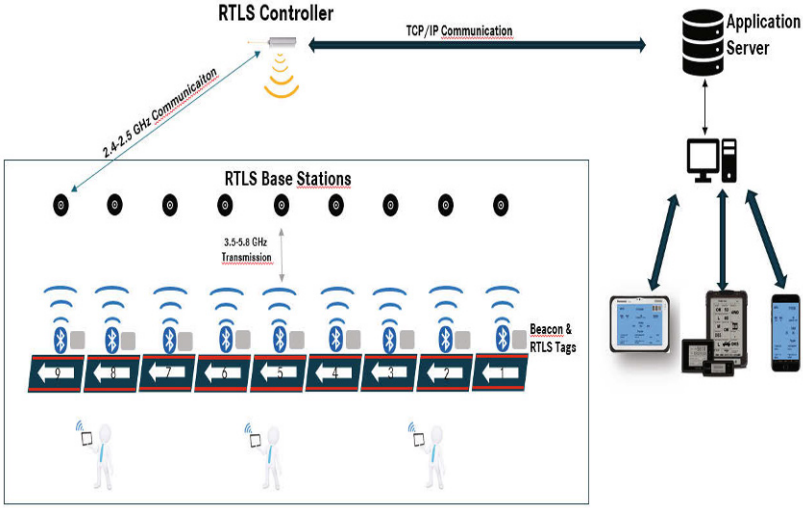


Fig. 2. Konzept für eine papierlose Produktion

Daten werden zunächst auf Smart Tags gespeist. Diese werden im Nachgang am Rahmen des jeweiligen Fahrzeugs magnetisch befestigt. Jedes Smart Tag sendet ein Ortungssignal an fest installierte und stationsübergreifende Hotspots. Stationsbezogene Daten werden vom Datenverwaltungszentrum verarbeitet und direkt auf Tablets dargestellt. Die Prozessstabilität wird dadurch angehoben, dass bestimmte kritische Umfänge visuell verstärkt hervorgehoben werden können. Da die eingeblendeten Daten jeweils Stationsbezug haben, können die Informationen ganz gezielt gesteuert werden.

5 Kultureller Wandel als Voraussetzung

Den Anlaufschwierigkeiten beim Zusammenspiel von Mensch und Maschine, kann man durch intensive und heterogene-hierarchieübergreifende Zusammenarbeit mit allen Beteiligten entgegenwirken. Die gemeinsame Gestaltung des Prozesses trägt einen enormen Beitrag zur Akzeptanz der neuen Technologien bei. Dabei ist es wichtig dass die Führungskräfte mit einem gemeinsamen Mindest die Themen angehen. Die Daimler

interne Initiative „Leadership 2020“ und deren Acht-Prinzipien tragen in diesem schnelllebigem Umfeld einen wichtigen Beitrag bei.

- Kundenorientierung (Customer Orientation).
- Sinn (Purpose),
- Agilität (Agility),
- Befähigung (Empowerment),
- Wir wollen gewinnen (Driven-to-win),
- Pioniergeist (Pioneering Spirit),
- Lernen (Learning),
- Co-Kreation (Co-Creation)

Führung ist der Schlüssel zur Kulturveränderung. Die Digitalisierung ist in erster Linie auch eine kulturelle Revolution. Ein gemeinsames Führungsverständnis entsteht nicht von alleine. Teamarbeit muss stärker gefördert werden und neue Entwicklungswege müssen offen stehen. Das Potenzial digitaler Informationstechnologie wird bereits aktiv genutzt und die Zusammenarbeit und Arbeitskultur entspricht den neuen Möglichkeiten. Nicht nur die neuen Technologien sondern auch die funktionsbezogene und Hierarchie unabhängige Zusammenarbeit macht die Prozesse wesentlich schneller und flexibler. Umso wichtiger werden die Begriffe wie Reverse-Mentoring. Die digitale Transformation im Sinne der mobilen Vernetzung wird am Standort Aksaray auch aktiv gefördert und gelebt.

Das Dashboard des Werkes ist bereits als mobile Applikation zugänglich. Die Führungsmannschaft aber auch die Mitarbeiter selber können standortunabhängig sämtliche KPI’s des Werkes einsehen und ggf. sofort Gegenmaßnahmen einleiten.
Auch relativ administrative Umfänge wie die Kapazitätsplanung der gebrauchten Mitarbeiter kann mithilfe eines mobilen Tools direkt vom Mobiltelefon erledigt werden.

6 Abschluss

Mercedes-Benz ist heute schon in der Lage, den Fertigungsprozess vom Presswerk bis zur Endmontage digital zu simulieren und damit die Komplexität moderner Automobile und deren Fertigung zu beherrschen. Die Nutzfahrzeugsparte mit der immensen Produktvielfalt wird hierbei zum Teil andere Umfänge nutzen müssen. Durch die aktive Mitwirkung von Menschen mit hoher Motivation und dem richtigen Mindset, entstehen bereits herausragende Beispiele, die hin zu einer Smart Factory führen.

References

1. Gartner Press Release STAMFORD, Conn., Mai 21, 2014
2. Mercedes-Benz Werk Aksaray, Auszug aus einer internen Präsentation

Methodology for Correlating OECD and DLG PowerMix Test Data to Calculate and Analyze Area-related Fuel Consumption of Agricultural Tractors and Incorporate Life Cycle Assessment

Manickarajan Sendhilkumar[2], Juzer Faiyazi[1], Fabienne Seibold[2], Hristo Apostolov[1]

[1] Technische Universität Kaiserslautern, Institute of Virtual Product Engineering, Gottlieb-Daimler-Straße 44, 67663 Kaiserslautern, Germany
[2] John Deere GmbH & Co. KG, European Technology Innovation Center, Strassburger Allee 3, 67657 Kaiserslautern, Germany

apostolov@mv.uni-kl.de

Abstract. Carbon footprint has irreversible effect on environment, human health, wildlife and economy. Agriculture is one of the main contributors to global greenhouse gas emissions. The complexity and variability of agricultural processes are challenging, and at the same time, provide multitude of opportunities to optimize the fuel consumption of machinery and thereby directly reduce carbon emissions. Reducing this complexity to a single parameter of machines or standardization of agricultural processes would mean to ignore the reality of the agricultural scenario and would exclude the potentials to attain an optimum operation within farms. As a part of the EKoTech project, this paper deals with the development of methodology to correlate Organization for Economic Cooperation and Development (OECD) to equivalent Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft (DLG) PowerMix test data to calculate area-related fuel consumption for tractors. It also provides a methodology for comparison between agricultural tractors to determine, whether there has been any improvement in area-related fuel consumption in the periods 1990 and 2016. This comparison will help to understand the impact of machine usage over the years.

Achieving sustainable agriculture, however, means reducing the overall environmental impact of the system, including impact related to other operating resources like fertilizers, pesticides, seeds, etc. In order to understand the contribution of those resources to the overall environmental footprint of agricultural production, a life cycle assessment (LCA) of wheat production in a reference farm for the years 1990 and 2015 was performed and their respective environmental impacts were compared. Thereby we aim to uncover whether agriculture production processes have improved over the last 25 years.

Keywords: Agricultural Machinery, Environmental Impact, Life Cycle Assessment (LCA), Data Acquisition.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_17

1 Introduction

1.1 Sustainability

Sustainability is meeting the needs of the present without compromising the ability of future generation to meet their own needs, as defined by the World Commission on environment and development. In today's fast-changing world, most present progresses are at the expense of future generations. The unsustainable development puts humanity at risk. The steady increase of global greenhouse gas (GHG) emissions over the last decades led to global warming and climate change with adverse effects. Global ecological footprint is currently estimated as 1.6 planet earths, meaning that natural resources are used at a rate faster than they are renewed. Sustainable development is seen as the answer to this problem. [1]

Sustainability has become an important factor in strategic innovation roadmaps of manufacturers. John Deere's eco-efficiency goals for 2018 includes reduction in consumption of water, energy, greenhouse gas emissions and use the lifecycle engineering to create products and services that reduce environmental impact.

1.2 EKoTech Project

EKoTech, abbreviated from 'Effiziente Kraftstoffnutzung in der AgrarTechnik', is a joint research project in cooperation with the German government with a voluntary commitment to reduce CO_2 emissions from European Agricultural machinery manufacturers. The project organization has expertise from both from industries and academic institutions [2]. The focus of EKoTech is to reduce CO_2 emissions by improving: machine efficiency, process efficiency, and operation efficiency. Machine efficiency refers to improvement by optimizing machine components. Process efficiency refers to improvement by selection of optimal machine combinations for a process. Operation efficiency refers to improvement by providing training to users and understanding the local needs of a specific agricultural area. The approach of the project involves collection of data from typical farms, modelling typical process chains and defining typical saving potentials. The saving potentials are given in fuel consumption per production unit (liter/grain equivalent). This savings potential is used in preparing voluntary commitment target in terms of CO_2 emissions per production unit ($kgCO_2/GE$). EKoTech project focuses only on environmental impact of machines in farms. Impact of other operating resources like fertilizers, seeds and pesticides are not considered.

The main aim of this study is to evaluate and compare area-related fuel consumption of tractors over two different periods. Section 2 provides details on different tractor performance tests. Section 3 explains the developed methodology to correlate OECD test data to DLG PowerMix test cycles and compares area-related fuel consumption of tractors over the period 1990 and 2015. Section 4 gives an introduction about life cycle assessment. Life cycle assessments of wheat production systems are explained in Section 5.

2 Tractor Performance Tests

In the field of commercial vehicle technology, tractors are examined and tested regarding various aspects according to international and local standards. The Organization for Economic Co-operation and Development (OECD) developed and published an internationally recognized standard method to assess tractor performance. Tractor performance and fuel consumption data are determined under standardized and reproducible conditions.

2.1 OECD Test Code 2

OECD Tractor Test Code 2 test is a quasi-static test that is purely based on static operating points and observes only single power strains, which are isolated from each other i.e. it does not consider the combination of powers that cause dynamic change of the engine operating point in fuel consumption characteristic map. The following compulsory tests are conducted under OECD test code 2:

- Engine power output and fuel consumption (measured at power take-off shaft)
- Drawbar power output and fuel consumption (measured using a dynamometer loading car on a concrete or asphalt test track)
- Hydraulic power output (as available at the auxiliary service)
- Hydraulic (3-point linkage) lift capacity (measured at the lower link ends and on a coupled frame). [3]

From the above-mentioned tests, only the first two are considered in our study.

2.2 DLG PowerMix Test

DLG (German Agricultural Society) PowerMix tests determine energy efficiency of the overall vehicle by measurement of brake specific fuel consumption (bsfc) and AdBlue fuel consumption under 12 defined field cycles and a transport cycle [4].

Table 1 summarizes the PowerMix field cycles used in our study and classifies them.

Table 1. DLG PowerMix load cycles and classification [4]

DLG Test Cycles	Implement	Classification
Cycle 1 – Z1P	100% Plough	Heavy drawbar work
Cycle 2 – Z1G	100% Cultivator	
Cycle 3 – Z2P	60% Plough	Medium drawbar work
Cycle 4 – Z2G	60% Cultivator	
Cycle 5 – Z3K	100% Rotary harrow	Heavy PTO work
Cycle 6 – Z3M	100% Mower	
Cycle 7 – Z4K	70% Rotary harrow	Medium PTO work
Cycle 8 – Z4M	70% Mower	

Cycle 9 – Z5K	40% Rotary harrow	Light PTO work
Cycle 10 – Z5M	40% Mower	
Cycle 11 – Z6MS	Manure Spreader	Drawbar + PTO + Hydraulic work
Cycle 12 – Z7PR	Baler	

The test cycles of the DLG PowerMix test are intended to be used universally for all tractor power classes. For this purpose, the loads must be adapted to the performance of the tested tractor in the field. This is achieved by scaling the tractor load upwards or downwards based on the loads of the base cycle [4]. If results are plausible, arithmetic average is calculated based on the three-measurement series for further evaluation.

3 Area-related Fuel Consumption of Tractors

The main goal of this study is to find out if there has been any reduction in fuel consumption in tractors for the last 25 years. Fuel savings can be represented in terms of absolute fuel consumption (l/h) and area-related fuel consumption (l/ha).

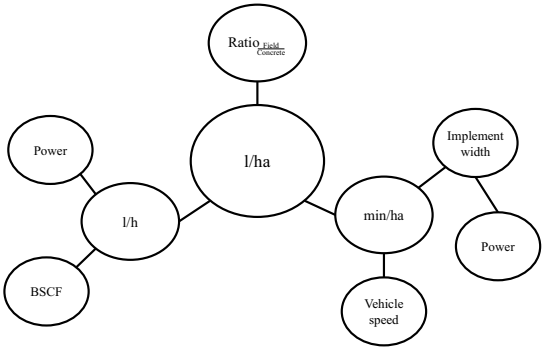


Fig. 1. Area-related fuel consumption calculation with required parameters

Fig. 1 illustrates the required parameters to calculate area-related fuel consumption. These required parameters are explained in section 3.3. As the EKoTech project defines CO_2 saving potentials with respect to tractor fuel consumption savings per hectare, our study focusses mainly on area-related fuel consumption (l/ha).

This section explains the procedure to calculate area-related fuel consumption for various tractors tested using DLG PowerMix and OECD tests. The methodology used to correlate absolute fuel consumption of tractors tested under OECD test with equivalent DLG PowerMix test cycles is also explained in detail. To calculate area-related fuel consumption, important parameters like absolute fuel consumption, working width (m), working speed (km/h) are determined. Once area-related fuel consumption of various tractors is calculated, period wise analysis can be performed to understand, whether there has been any reduction in fuel consumption for tractors over the last two decades.

3.1 Data Collection

To achieve the goal of the study, it is important to collect fuel consumption data for tractors dating back to 1990. As explained earlier, the DLG PowerMix test, which provides fuel consumption data for different load cycles, has significant advantage over the quasi-static OECD test. However, the DLG test was first carried out in 2003. Therefore, to overcome this limitation, OECD Code 2 test fuel consumption data for tractors from 1990 to 2016 were collected and correlated to equivalent DLG PowerMix test cycles data using the methodology explained in the next section 3.3. Engine emission stages are mentioned in DLG tests but not in OECD tests. Therefore, tractors were grouped according to EU emission standards for off-road mobile machinery, as follows: Engine Stage 0: 1990 – 1999; Stage I: 1999 – 2001/02; Stage II: 2001 – 2005/06; Stage III A: 2007 – 2011/12; Stage III B/Interim Tier 4 (IT4): 2011 – 2013/14; and Stage IV/Final Tier 4: 2014 – 2019/20.

For better analysis, available fuel consumption data for tractors over the years between 1990 and 2016 have been grouped into two periods: Period 1 (P1) – 1990 to 2005, and Period 2 (P2) – 2006 to 2016. It is also important to classify machines based on engine rated power (i.e. continuous engine power at rated speed), which will be helpful in comparing tractors based on equivalent power class over the two periods. All the tractors in the study were grouped as per John Deere Power classes in which engine rated power is denoted in kilowatt (kW), as shown in Table. 2.

Table 2. Power class classification of tractors as per John Deere

Pwr0000	**Pwr000**	**Pwr00**	**Pwr0**
48 to 56	57 to 66	67 to 79	80 to 94
Pwr1	**Pwr2**	**Pwr3**	**Pwr4**
95 to 111	112 to 132	133 to 156	157 to 185
Pwr5	**Pwr6**	**Pwr7**	**Pwr8**
186 to 219	220 to 260	261 to 308	309 to 365

3.2 Methodology to Correlate OECD Test Data to DLG PowerMix Data

DLG PowerMix test reports provide cycle wise *BSCF* data for all tested machines, however cycle-wise data are available for tractors tested after October 2010 for a total of 19 machines. Based on the cycle-wise power data and maximum PTO power of a tractor, we empirically determined a reference factor for power (RF_{power}). This RF_{power} is used to determine cycle-wise power output for any given maximum PTO power of a tractor. On the other hand, OECD test data provides absolute fuel consumption (l/h) for PTO performance at three different points: rated engine speed, standard PTO speed, and maximum PTO power ($P_{PTO\ max}$). Statistical validation is used to evaluate the credibility of the calculated data. Equation 1 shows the calculation of the reference factor for the full-load field cycle Plough ($RF_{power,\ Z1P}$).

$$RF_{power,\ Z1P} = P_{Z1P} / P_{PTOmax} \quad (1)$$

For partial DLG load cycles like Z2P, we multiply power ratio factor with the respective full load cycles Z1P. Similarly, reference factors for all DLG PowerMix load cycles can be calculated. To correlate OECD to DLG PowerMix tests, it is important to find the number of tractors with absolute fuel consumption data for both OECD and DLG PowerMix tests. 38 tractors with absolute fuel consumption data for both are available. Based on the available data, a multiplying factor was empirically determined for each DLG PowerMix cycle and reference factors ($RF_{l/h}$) were calculated for three conditions using rated engine speed, standard PTO speed and maximum PTO power. Standard deviation (SD) and relative standard deviation (RSD) were determined for cycle-wise $RF_{l/h}$ for all the three conditions. The lower the SD and RSD values are, the closer it is to the expected value. It was found that $RF_{l/h}$ at maximum PTO power has low SD and RSD and therefore it was selected. Equation 2 shows the formula used to determine $RF_{l/h}$ using maximum PTO power of the respective tractor.

$$RF_{l/h,\,Z1P} = Z1P_{l/h} \;/\; Max.\ PTO\ power \tag{2}$$

3.3 Calculation of Area-related Fuel Consumption (l/ha)

As mentioned earlier, EKoTech project describes fuel savings potential per hectare for agriculture machineries, since analyzing result based on only absolute fuel consumption could be misleading. This can be explained based on the following area-related fuel consumption equation (3).

$$Area\ related\ fuel\ cons.\ (l/ha) = Abs.\ fuel\ cons.\ (l/h) * Ratio_{field/concrete} * Worktime\ (h/ha) \tag{3}$$

In the above equation, even if a tractor has more absolute fuel consumption (l/h), it can have less fuel consumption per hectare, provided it takes less time per hectare covered, i.e. more work output per hour. So, it is always important to analyze fuel savings in terms of fuel saved per quantity of crop produced (l/t).

Absolute fuel consumption. The cycle-wise absolute fuel consumption is calculated by multiplying *BSCF* values and power output for each cycle, which is then divided by the fuel density to convert the value to l/h. For OECD and DLG test data without cycle-wise power, we empirically determined absolute fuel consumption by multiplying fuel consumption measured at maximum PTO power and $RF_{l/h}$ as explained in section 3.2. The absolute fuel consumption (l/h) is calculated using the below equation.

$$Absolute\ fuel\ consumption\ (l/h) = (Power\ (kW) * BSFC\ (g/kWh)) \,/\, (1000 * density\ of\ fuel) \tag{4}$$

Ratio of field to concrete. DLG PowerMix test measurements are carried out on concrete pavement and they do not include the power lost to overcome the high rolling resistance of tires in agricultural fields. For example, higher coefficient of resistance for grassland than concrete means more engine power is required in real fields than the measured data in test conditions [4]. Below equation is used to determine ratio of field to concrete for each DLG load cycles.

$$Ratio_{field/concrete} = (P_{cycle} + P_{grassland\ resistance}) \,/\, (P_{cycle} + P_{concrete\ resistance}) \tag{5}$$

Worktime (h/ha). Worktime is the reciprocal of work rate. Work rate is the area output per unit time measured in hectares per hour (ha/h). Work rate for tractors is calculated using virtual implement width ($IW_{virtual}$) and average vehicle speed (V) [8].

$$Work\ rate\ (ha/h) = IW_{virtual}\ (m) * V\ (km/h) / 11 \quad (6)$$

Average vehicle speed (km/h) from DLG data at different load cycles for five tractors have been used for our calculation. DLG test defines power details like max raw cycle power ($Power_{RC\ max}$), reference factor (RF_{RC}) and implement width of raw cycle (IW_{RC}) for six different applications. Based on raw cycle data and each cycle power data, we can determine virtual implement width for all tractors using the below equation.

$$IW_{virtual} = (IW_{RC} * P_{PTOmax} * 0.9 * RF_{power}) / (Power_{RC\ max} * RF_{RC}) \quad (7)$$

3.4 Period-wise Analysis of Area-related Fuel Consumption

Before analyzing the calculated area-related fuel consumption for available tractors, it is important to understand the power deviation between two different periods. Our study included fuel consumption data for hundreds of tractors across 10 power classes. On a general note, the total number of tractors in Period 2 is three times more than that of Period 1.

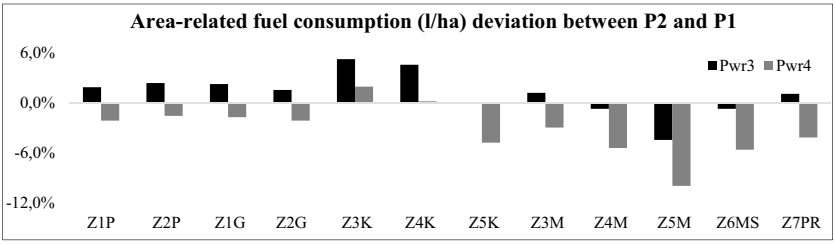


Fig. 2. Area-related fuel consumption – deviation between P2 and P1

Calculated area-related fuel consumption deviation for each DLG load cycles in a power class for a Period 2 can be compared with respect to the same power class in Period 1. All negative deviations indicate that there is reduction in area-related fuel consumption (l/ha) in Period 2 tractors compared to Period 1 tractors. In this paper, we present the area-related fuel consumption deviation results for tractors in two power classes: Pwr3 (133–156 kW) and Pwr4 (157–185kW). From area-related fuel consumption analysis of Pwr3 and Pwr4 tractors (shown in Fig. 2), the results show that there is reduction in fuel consumption per hectare for operations like mowing, manure spreading for both the power class. For other operations like cultivation, ploughing and rotary harrowing, there are marginal improvements in Pwr4 machines and in some operations, Period 2 tractors have higher fuel consumption per hectare than Period 1.

The aim of this periodic analysis was to identify improvement in terms of area-related fuel consumption for tractors from 1990 to 2016. Our analysis for different power classes with respect to individual DLG PowerMix load cycles showed that there are

marginal improvements in some DLG load cycles between Period 1 and Period 2 tractors. Machines in Period 2 adhering to IT4 and FT4 emission standards show little improvement over Period 1 in brake specific fuel consumption (g/kWh). But these improvements were subdued by usage of exhaust gas aftertreatment components to meet emission standards and higher absolute fuel consumption (l/h) due to heavier and more powerful tractors that work with wider implements in Period 2.

The machine impact contributes only a fraction to the overall environmental impact of agricultural production process. To reach sustainable agriculture, environmental impact due to other operating resources like fertilizers, pesticides, seeds should also be considered. To understand the impact share of operating resources, lifecycle assessment of wheat cultivation based on reference farm data is performed.

4 Life Cycle Assessment (LCA)

A product lifecycle includes consecutive and interlinked stages of product development, from raw material acquisition of natural resources, manufacturing, and product usage to final disposal. LCA is a systematic approach to measure the potential environmental impacts of a product or a process throughout its lifecycle, standardized by the International Organization for Standardization in ISO 14040 [5] and ISO 14044 [6]. Our LCA study addresses environmental impact of agricultural crop production processes and operating resources like machines, fertilizers, pesticides, seeds.

4.1 LCA Software and Database

Accuracy of the LCA results largely depend on the quality of the lifecycle inventory database that is used for the assessment. This LCA study is done using SimaPro LCA software. SimaPro uses ecoinvent v3 database, which covers more than 10,000 processes for areas including energy, transportation, waste disposal, construction, chemicals, detergents, paper and board, agriculture and waste management. Lifecycle inventories of agriculture production systems are mostly used in our study.

4.2 Life Cycle Impact Assessment

Lifecycle impact assessment is defined as the phase aimed at understanding and evaluating the magnitude and significance of the potential environmental impacts of a product system. According to ISO 14040/44, impact assessment methods used for LCA must at least include classification and characterization. Impact categories cannot be directly compared to each other as one emission can contribute to several impact categories. For our study, we consider IPCC 2013 GWP 100a method.

IPCC 2013 is an update of the method IPCC 2007 developed by the International Panel on Climate Change (IPCC). It considers a timeframe of 100 years. IPCC characterization factors for the direct (except CH_4) global warming potential (GWP) of air emissions. IPCC 2013 GWP 100a method calculates the environmental impact as a single score in terms of $kgCO_2$ equivalent [7].

5 Life Cycle Assessment of a Wheat Production System

For our LCA study, we selected the wheat production process data from a reference farm in Germany. Total impact per kg crop produced can be calculated by SimaPro, it does not, however, provide impact per operating resources category like impact from machine impact, fertilizers, pesticides, seeds etc.

5.1 Goal of this LCA

Goal of this LCA study is to determine the environmental impact due to wheat production process in a reference farm for two years, 1990 and 2015. The calculated LCA results for these two years are then compared to understand whether 2015 wheat production processes have less environmental impact. The scope of this study included only the wheat production system and operating resources used. This study did not include influence on environmental impact due to pre-crop production.

5.2 Inventory Analysis

Production process inputs from reference farm data were used to calculate individual environmental impact from:

- Machine usage, which includes fuel usage and area covered.
- Land usage, which contains resource usage and inputs from nature.
- Fertilizers usage, which contains emissions to air, soil and water.
- Pesticides usage, which contains emissions to soil and water.

The following data inputs were considered during the entire process to calculate environmental impact at different phase:

- Wheat cultivation data from reference farm is based on inputs from various farmers and experts in South Hannover, Germany.
- Machine data included number of passes, area covered per hour, area-related fuel consumption (l/ha).
- Wheat cultivation yield increase of 10.2% in 2015 compared to 1990.
- Direct nitrogen intake details for 1990 and 2015 are from reference farm data.
- Type of fertilizers and quantity used are taken from 'agri benchmark' network[1].
- Pesticide types are considered from 'wheat grains conventional, Saxony-Anhalt' which is a wheat production process defined for Germany in SimaPro.
- Seed application rate and storage data are assumed same for both 1990 and 2015.

IPCC 2013 GWP 100a ($kgCO_2$ equiv.) method is used to calculate environmental impact. Various products and processes used for wheat production were mapped to their respective operating resources. For example, urea used in wheat production is allocated

[1]agribenchmark.org, Johann Heinrich von Thünen Institute and global networks gUG, Braunschweig, Germany

to category 'Fertilizers'. The impact assessment results are calculated in $kgCO_2$-equivalent per ton of wheat produced in the years 1990 and 2015. The significant yield increase in 2015 should be considered while analyzing the impact assessment results. Lifecycle impact assessment results are represented in terms of operating resources impact and machine impact.

5.3 LCA Results

Operating resources impact. In 1990, fertilizer impact contributed to almost 80% of the total environmental impact (see Fig. 3). Due to significant reduction in application rate of fertilizers over the years, we could see there is 11.5% reduction in fertilizer impact in 2015 compared to 1990. Pesticides contribute to around 1% of the total impact. Our LCA study results show that compared to 1990, there is a reduction of 13.6% in the total GWP environmental impact per ton of wheat produced in 2015.

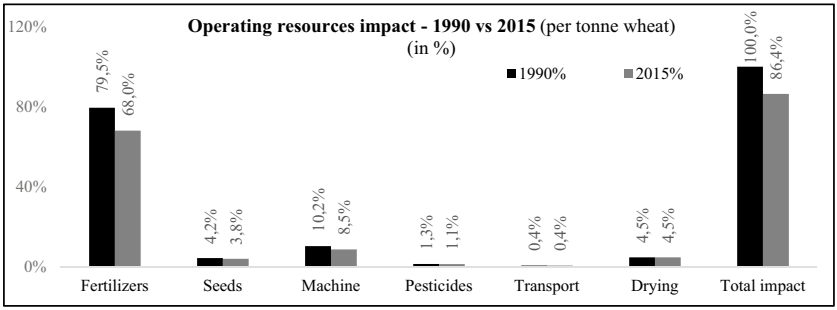


Fig. 3. Operating resources impact 1990 vs 2015 – Wheat production system

Machine impact. As the EKoTech project focuses on machine impact, we further drill down into different machine categories like soil cultivation, harvest infield, fertilization etc. The LCA results of machine impact (see Fig. 4) show there is a reduction of 10.8% in 2015 compared to 1990. This machine impact reduction is due to different factors like yield increase, productivity improvement, fuel consumption reduction etc. The major reduction of machine impact is in soil cultivation category with almost 12% in 2015. This is mainly due to increase in implement width, which results in higher work rate. In 1990, ploughing operation was carried out, which resulted in higher fuel consumption per hectare compared to the cultivators in 2015. This impact due to improvement in machine guidance system over the years has not been studied in detail in this study. This LCIA result for soil cultivation supports our area-related fuel consumption results in section 3.4. Pesticide application impact has higher environmental impact due to the increase in number of passes in 2015.

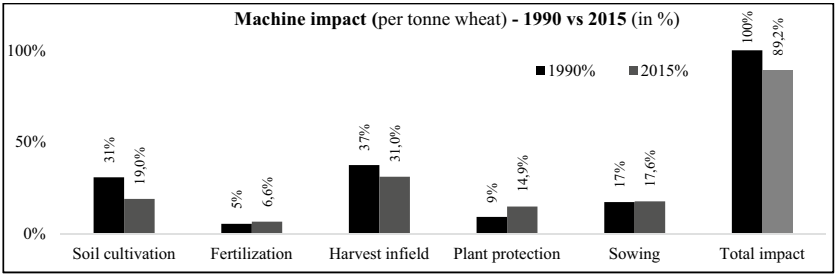


Fig. 4. Machine impact for EKoTech categories – 1990 vs 2015

5.4 Machine Impact Sensitivity Analysis

As the EKoTech project targets fuel savings potential, it is important to understand whether there is machine efficiency improvement for different agricultural processes in 2015 compared to 1990. To find the respective contribution of yield increase and machine improvement in the overall machine impact reduction of 13.6%, we perform a sensitivity analysis, by comparing the machine impact for the following two scenarios:

1. 2015 machine fuel consumption data with 2015 yield (2015)
2. 2015 machine fuel consumption data with 1990 yield (1990)

The sensitivity analysis result (see Fig. 5) shows that yield increase in 2015 contributed to 9.3% reduction in the overall machine impact reduction. We can also infer that for the given wheat production system, machine process improvement contributed to 1.7% reduction of the overall machine impact in 2015 compared to wheat production system in 1990. Machine process improvement is determined by assuming yield data to be the same and considering respective fuel consumption data for the years 1990 and 2015.

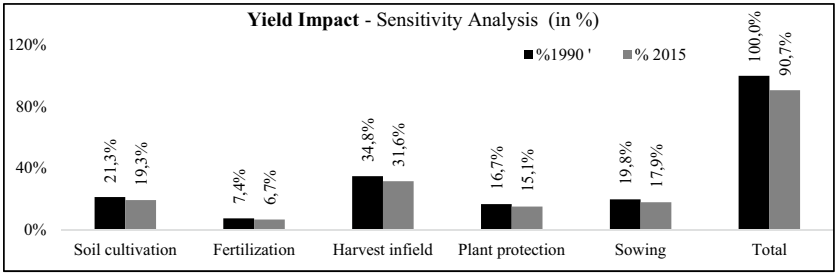


Fig. 5. Machine impact sensitivity analysis (2015 vs 1990)

6 Summary

The paper explains the methodology applied to correlate OECD to DLG PowerMix test data. The study also compared area-related fuel consumption (l/h) for tractors between the periods 1990 and 2016. This comparison showed marginal improvements in area-related fuel consumption for some DLG PowerMix load cycles between Period 1 and Period 2 tractors. A Life Cycle Assessment of wheat production system in Hannover region was performed to calculate environmental impacts for 1990 and 2015. With the LCA results, we determined the contribution of each operating resources in the overall environmental impact. A sensitivity analysis showed that 13.6% reduction in the overall environmental impact is mainly due to yield improvement in wheat production for the period 2015 in comparison to 1990. For the wheat production system studied, machine process improvement contributed to just 1.7% reduction in the overall machine impact in 2015 compared to 1990. The LCA results also support our area-related fuel consumption study, which showed that there is marginal reduction in area-related machine fuel consumption in Period 2 tractors. This paper also suggests that more focus should be given to other operating resources, especially fertilizer, in order to reduce overall environmental impact of a wheat production system. As future scope, this LCA study can be further extended across other crop production systems and for entire crop rotation system of different farms.

7 References

1. National Oceanic and Atmospheric Administration's (NOAA) National centers for Environmental Information, data: GHCN-M version 3.3.0 & ERSST version 4.0.0
2. EKoTech Homepage: http://ekotech-projekt.eu/, last assessed: 28/11/2017
3. OECD standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance, Code 2, (July 2012)
4. Wengle J.: Determination of fuel consumption of tractors with DLG PowerMix (2006)
5. ISO 14040:2006, Lifecycle assessment – Principles and Framework (2006)
6. ISO 14044:2006, Lifecycle assessment – Requirements and guidelines (2006)
7. SimaPro Database Manual – Methods Library, PRè consultants (April 2016)
8. Estimating tractor power needs: https://www.nswfarmers.org.au, last assessed 20/11/2017

Hybrid-optimized manufacturing of load-bearing components by combining of conventional and additive manufacturing processes

Maximilian Ley[1], Nils Buschhorn[1], Nicole Stephan[1], Roman Teutsch[1]
Constantin Deschner[2], Matthias Bleckmann[2]

[1] Institute for Mechanical and Automotive Design,
University of Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern
[2] Bundeswehr Research Institute for Materials, Fuels and Lubricants (WIWeB),
Institutsweg 1, 85435 Erding
stephan@mv.uni-kl.de

Abstract. A hybrid-optimized manufacturing strategy aims to leverage the benefits of both additive and conventional manufacturing processes. For this purpose, a component is segmented into individual subcomponents which, depending on the advantages, are either conventional or, after a topology / structure optimization, additively manufactured. Subsequently, these subcomponents are joined conventionally to the assembly. The article describes the peculiarities in the construction and design of a chassis component of a light tracked vehicle for such a hybrid-optimized production strategy.

Keywords: Additive manufacturing, hybrid-optimized design,
interface design / layout

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_18

Hybrid-optimierte Fertigung von tragenden Bauteilen durch Kombination konventioneller und additiver Fertigungsverfahren

Maximilian Ley[1], Nils Buschhorn[1], Nicole Stephan[1], Roman Teutsch[1]
Constantin Deschner[2], Matthias Bleckmann[2]

[1] Lehrstuhl für Konstruktion in Maschinenbau und Fahrzeugtechnik,
Technische Universität Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern
[2] Wehrwissenschaftliches Institut für Werk- und Betriebsstoffe (WIWeB),
Institutsweg 1, 85435 Erding
stephan@mv.uni-kl.de

Abstract. Eine hybrid-optimierte Fertigungsstrategie hat zum Ziel, die jeweiligen Vorteile von additiven und konventionellen Fertigungsverfahren zu nutzen. Dazu wird eine Komponente in Einzelbauteile segmentiert, welche je nach Vorteilhaftigkeit entweder konventionell oder, nach einer Topologie-/Strukturoptimierung, additiv zu fertigen sind. Anschließend werden diese Einzelteile konventionell zur Baugruppe zusammengefügt. Der Beitrag beschreibt die Besonderheiten bei der Konstruktion und Auslegung einer Fahrwerkskomponente eines leichten Kettenfahrzeugs für eine solche hybrid-optimierte Fertigungsstrategie.

Keywords: Additive Fertigung, hybrid-optimierte Bauweise,
Schnittstellendesign/-auslegung.

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Die Technologie der additiven Fertigung, auch 3D-Druck genannt, hat sich in den letzten Jahren sukzessive im Maschinenbau etabliert. Sie bietet unter anderem das Potential, nicht mehr oder nur schwer beschaffbare Ersatzteile vergleichsweise kurzfristig bereitzustellen. Der Einsatz dieser Technologie für die Ersatzteilversorgung erfordert jedoch standardisierte Prozesse (Identifikation geeigneter Bauteile, Zulassungsprozesse etc.) sowie eine an die Fertigungsverfahren angepasste Modifikation der Konstruktion [1, 2]. Darüber hinaus muss oftmals eine Materialsubstitution erfolgen, da die im Originalteil eingesetzten Werkstoffe für die additive Fertigung bislang in den wenigsten Fällen zur Verfügung stehen. Additiv hergestellte Bauteile weisen zudem nicht die gleichen mechanischen Eigenschaften (z.B. orthotropes Materialverhalten) wie gegossene oder aus gewalzten Halbzeugen hergestellte Bauteile auf, was bei der Sicherstellung der Bauteilfunktion berücksichtigt werden muss. Neben der reinen Bereitstellung eines Ersatzteils bietet die additive Fertigung zusätzlich weitere Potentiale, wie die einfache

Umsetzung konstruktiver Optimierungen am Bauteil, bspw. zur Gewichtsreduktion oder zur Minimierung von Spannungsspitzen.

Die Nutzungsphase bei Investitionsgütern erstreckt sich oft über mehrere Jahrzehnte. Dies betrifft nicht nur klassische Investitionsgüter wie große Anlagen, sondern auch Nutz- und Spezialfahrzeuge. Dabei kann es nach fortgeschrittener Nutzungszeit zu Ersatzteilversorgungsproblemen kommen. Diese treten im Besonderen auf bei Nichtverschleißteilen, welche aus wirtschaftlichen und logistischen Gründen nicht über die gesamte Nutzungsdauer und fahrzeugübergreifend vorgehalten werden können. Entsprechende Ersatzteile sind, insbesondere kurzfristig, auf dem Markt nur schwer oder gar nicht mehr erhältlich. Dies kann dazu führen, dass Fahrzeuge und Anlagen zeitweise nicht betriebsbereit sind.

Additive Fertigungstechnologien bieten u.a. den Vorteil einer bedarfsgerechten Bereitstellung von Teilen. Dies macht die Technologie für viele Anwendungsfälle sehr interessant, was insbesondere auch für die Ersatzteilbereitstellung zutrifft (z.B. Reduktion von Lagerhaltungskosten und Logistikaufwand etc.). In bisherigen Untersuchungen konnte bereits nachgewiesen werden, dass die Ersatzteilbereitstellung mittels additiver Fertigung prinzipiell möglich ist [1, 3, 4, 5], u.a. auch im Bereich der Spezialfahrzeuge [6].

1.2 Motivation

Anhand einer, in Abschnitt 3.1 näher vorgestellten, Fahrwerkskomponente eines leichten Kettenfahrzeugs sollen die Potentiale der additiven Fertigungstechnologie für die Ersatzteilbereitstellung aufgezeigt werden. Das Bauteil stellt aufgrund seiner – für die additive Fertigung – großen Abmessungen, multiaxialen dynamischen Belastung, hohen Anforderungen an die Bauteilqualität sowie hinsichtlich der Form- und Lagetoleranzen eine besondere Herausforderung dar. Es werden dabei viele praxisrelevante Aspekte auf Bauteilebene adressiert.

Zur Erfüllung der geforderten Oberflächengüte sowie der Form- und Lagetoleranzen ist sowohl bei der Originalkonstruktion als auch bei einer ausschließlich additiv gefertigten Anpassungskonstruktion eine aufwändige spanende Bauteil(nach)bearbeitung erforderlich. Allgemein geht dies mit erhöhtem Kosten- und Zeitaufwand einher und schränkt die Potentiale der additiven Fertigung (gestalterisch und hinsichtlich einer schnellen Ersatzteilbereitstellung) ein. Wie in einem vorangegangenen Projekt gezeigt werden konnte, ist eine vollständig additive Fertigung der gesamten Komponente prinzipiell möglich, jedoch unter Berücksichtigung technisch-wirtschaftlicher Gesichtspunkte nicht zielführend [6].

Aus diesem Grund werden nachfolgend verschiedene Einsatzmöglichkeiten der additiven Fertigungsverfahren für die Ersatzteilbereitstellung vorgestellt. Dabei liegt der Fokus auf der Anpassung der Konstruktion auf ein (teil-)additives, hybrid-optimiertes Fertigungskonzept. In diesem Kontext werden auch die Besonderheiten hinsichtlich der Konstruktion und Auslegung betrachtet.

Neben den zuvor genannten Aspekten bietet eine hybride oder auch rein additive Fertigungsstrategie zudem neue Möglichkeiten im Hinblick auf den Beschaffungsprozess und ggf. die Erschließung neuer Geschäftsmodelle. [2, 6]

2 Voruntersuchungen

Der Wechsel der Fertigungsstrategie von einer rein konventionellen auf eine additive Fertigung ist meist mit einer Materialsubstitution (hier: ausgehend von über zehn Einzelkomponenten aus unterschiedlichen Materialien auf Eisenbasis auf den, für die additive Fertigung verfügbaren, Edelstahl 316L / 1.4404) verbunden. Im vorliegenden Projekt wurden im Rahmen von Voruntersuchungen daher zunächst die orthotropen Materialkennwerte bei additiver Fertigung ermittelt. Diese fließen in das Materialmodell ein, welches die Eigenschaften des additiv gefertigten Werkstoffs abbildet. Sowohl bei der unter Abschnitt 3.3 vorgestellten Topologieoptimierung als auch bei der numerischen Bauteilauslegung wird dieses Materialmodell zugrunde gelegt. Des Weiteren wurden grundlegende Überlegungen bzgl. möglicher Design- und Fertigungsstrategien angestellt.

2.1 Materialkennwerte

Aufgrund der Vielzahl an Einflussfaktoren auf die mechanischen Werkstoffeigenschaften beim Laser-Strahlschmelzverfahren (Rohmaterialeigenschaften; Anlagensetup: Hersteller, Typ, Version etc.; Fertigungsparameter etc.) wurden zu Beginn des Projekts zahlreiche Untersuchungen auf Probenbasis durchgeführt. Alle Probenkörper wurden auf der Anlage (ProX DMP 320), die auch für die spätere Bauteilfertigung eingesetzt wird, aus dem vom Anlagenhersteller zertifizierten Pulver (LaserForm 316L) gefertigt. Die Herstellung erfolgte mit einem auf das verwendete Rohmaterial und den Anlagentyp abgestimmten Fertigungsparametersatz. Unter gleichen Voraussetzungen werden in einem späteren Projektschritt auch die Bauteile hergestellt. Für die spätere Bauteilfertigung wird daher angenommen, dass die auf Probenbasis ermittelten Kennwerte auch hier gelten.

Zur Absicherung der Reproduzierbarkeit wurden folgende Probengeometrien im Rahmen zweier Bauaufträge (Charge 1 und Charge 2) gefertigt:

Tabelle 1. Gefertigte Proben

Anzahl		Proben
Charge 1	Charge 2	Art
3	3	Kerbschlagbiegeproben
3	3	Zugproben
6	9	Schwingproben
12	6	Probenwürfel (für metallografische Untersuchungen)

Wie in Abb. 1 links gezeigt, wurden alle Probenkörper in liegender Orientierung bzgl. der Substratplatte gefertigt und spanend nachbearbeitet.

Die Fertigung weiterer Probenkörper in stehender sowie um 45° geneigter Orientierung bzgl. der Substratplatte fand zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Veröffentlichung statt. Entsprechende Ergebnisse werden voraussichtlich im Rahmen des Vortrags präsentiert werden können.

Abb. 1. Bauplatte mit additiv gefertigten Proben (links); Schwingproben & Zugproben (rechts)

Folgende Kennwerte konnten für liegend gefertigte 1.4404 Proben ermittelt werden:

Tabelle 2. Materialkennwerte 1.4404 – liegend gefertigte Proben

Kerbschlagarbeit	KV_2 300/10	133 ± 2	J
Zugfestigkeit	R_m	651 ± 1	MPa
Streckgrenze	$R_{p0,2}$	444 ± 30	MPa
E-Modul	E	184 ± 6	GPa
Bruchdehnung	A	38,8 ± 6	%
Schwingfestigkeit (bei R = -1, f = 2 Hz, $N_B > 10^6$)	σ_a	ca. 360	MPa

Die Ergebnisse weisen, gegenüber anderen veröffentlichten Untersuchungen zu additiv generiertem sowie konventionellem 1.4404, mindestens gleichwertige Festigkeitskennwerte auf [7-12]. Diese bilden die Basis für die spätere Topologieoptimierung sowie für die Bauteilauslegung und sind daher essentiell.

2.2 Lösungsansätze

Es stellt sich allgemein die Frage, in welchem Umfang die additiven Fertigungstechnologien bei der Bauteilfertigung eingesetzt werden können und sollen. Hinsichtlich der Möglichkeit einer additiven Herstellung bestehender, bisher konventionell gefertigter Nutzfahrzeugkomponenten wurden vier grundlegende Konzepte (siehe Abb. 2) der Umsetzung identifiziert: [13, 14]

1. Fertigung des unveränderten Bauteils: unmittelbare additive Fertigung der Komponente. Die Geometrie bleibt hierbei unverändert und die Herstellung erfolgt überwiegend mittels additiver Verfahren.
2. Geteilte Fertigung: Die Gesamtkomponente wird aufgeteilt in, für die additive Fertigung geeignete (z.B. hinsichtlich Abmessungen), Teilkomponenten. Anschließend erfolgt sowohl die Auslegung als auch die konstruktive Umsetzung der notwendigen Schnittstellen. Die übrige Geometrie bleibt, bis auf erforderliche Anpassungen an den Schnittstellen, unverändert. Das Zusammenfügen der Teilkomponenten zu einer Gesamtkomponente erfolgt konventionell.

3. Hybride Fertigung: Ziel ist eine technisch sowie wirtschaftlich optimierte Fertigung. Unter diesem Gesichtspunkt werden bei der Herstellung eines Bauteils mehrere Fertigungsverfahren kombiniert, wobei folgende Varianten bestehen:
   a. Konventionell hergestellter Grundkörper auf den additiv aufgebaut wird.
   b. Kombinierte additive und konventionelle Fertigung in einer Maschine.
   c. Teilbereiche (z.B. Wellen), welche durch konventionelle Fertigungsmethoden einfacher, schneller und kostengünstiger herzustellen sind, werden entsprechend gefertigt. Alle übrigen, komplexen Teilbereiche werden additiv hergestellt.
   d. Konventionelle Fertigung unter Nutzung additiv hergestellter Werkzeuge / Formen / Formeinsätzen (z.B. Gussformen oder Urmodellen), auch Rapid Tooling genannt.

   Bei allen Varianten bleibt die Geometrie, bis auf notwendige Anpassungen für Schnittstellen, unverändert.
4. Optimierte Fertigung: Die Möglichkeiten und Restriktionen der additiven Fertigungstechnologie werden bei einer grundlegenden Überarbeitung der Komponente vollumfänglich berücksichtigt, z.B. mittels Topologieoptimierung.

Eine klare Abgrenzung zwischen den Ansätzen ist nicht immer möglich sowie nicht immer sinnvoll. So kann es – in Abhängigkeit vom konkreten Bauteil – zielführend sein, verschiedene Ansätze miteinander zu kombinieren. Im nachfolgend näher vorgestellten Projekt ist bspw. eine Kombination einer hybriden und einer optimierten Fertigung, auch hybrid-optimierter Fertigungsansatz genannt, aus technisch-wirtschaftlicher Sicht zielführend. Welcher Ansatz bzw. welche Kombination bei einem konkreten Bauteil sinnvoll ist, hängt dabei von einer Vielzahl von Faktoren, wie z.B. der Zielsetzung (bspw. umfassende Optimierung der Geometrie) und der jeweiligen Wirtschaftlichkeit, ab.

3 Konstruktions- und Fertigungsstudie

In einem ersten Schritt wird das im Anschluss näher vorgestellte Bauteil hinsichtlich Design, Beanspruchung und Schnittstellen analysiert, um die Potenziale der zuvor genannten Konzepte für dieses Bauteil abschätzen zu können. Darauf aufbauend wird ein neues Bauteilkonzept für eine hybrid-optimierte Fertigungsstrategie entwickelt (Kombination der Konzepte 3 und 4 aus dem vorherigen Abschnitt). Wesentliche Arbeitsschritte dabei sind das Design und die Auslegung der neu entstehenden Schnittstellen sowie die Topologieoptimierung des additiv zu fertigenden Bauteilbereichs. Im Anschluss daran wird auf die Besonderheiten bei der Aufbereitung des Bauteils für die additive Fertigung eingegangen.

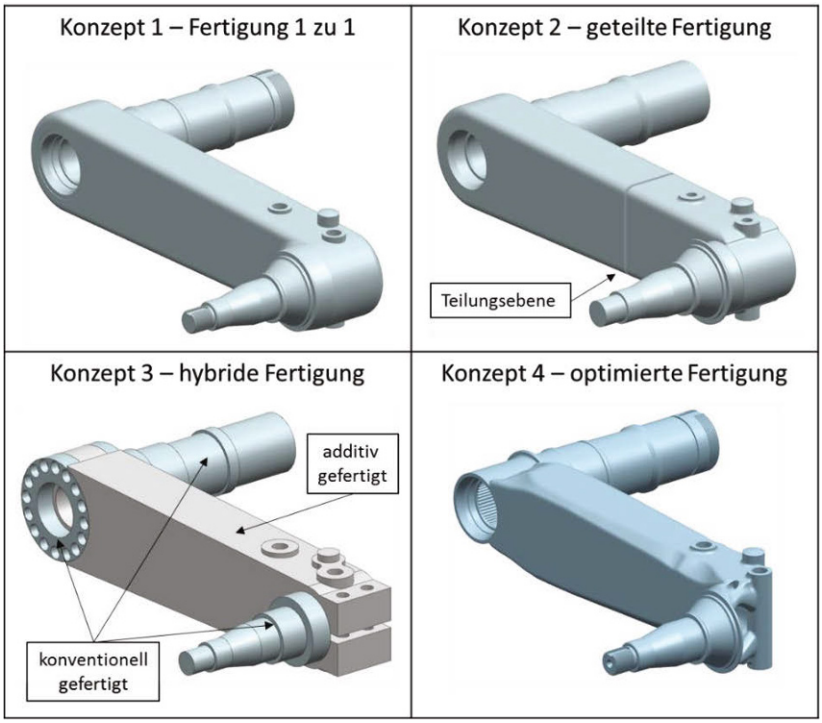


Abb. 2. Schematische Darstellung der vier grundlegenden Lösungsansätze

3.1 Betrachtete Fahrwerkskomponente

Bei der betrachteten Fahrwerkskomponente eines leichten Kettenfahrzeugs handelt es sich um den in Abb. 3 (links) dargestellten Tragarm, der die Laufrolle des Kettenfahrzeugs mit der Fahrzeugwanne (siehe Abb. 3 rechts) verbindet und im Fahrbetrieb hohen, dynamischen Belastungen unterliegt. Ursprünglich wurde die Baugruppe als Schweißzusammenbau aus mehr als zehn Einzelteilen konzipiert. In erster Näherung lässt sich der Tragarm als zwei Wellenstümpfe, die in entgegengesetzte Richtung voneinander zeigen und die durch ein Vierkant miteinander verbunden sind, beschreiben. Sowohl die Wellenstümpfe als auch der Vierkant sind aus Leichtbaugründen als Hohlbauteile ausgeführt. Auf einem der Wellenstümpfe ist die Nabe der Laufrolle drehbar gelagert. Der andere Wellenstumpf ist in einer Buchse, welche mit der Fahrzeugwanne verschraubt wird, drehbar gelagert. Im Inneren dieses Wellenstumpfes ist zudem eine Kerbverzahnung eingebracht, welche das formschlüssige Verbindungselement zu einem Drehfederstab darstellt. Des Weiteren sind in das Bauteil weitere funktionsbedingt vordefinierte Schnittstellenelemente integriert. Diese dienen, je nach Einbauposition am Fahrzeug, der Verbindung zu einem Schwingungsdämpfer und einem Federanschlag bzw. einem Gummianschlag. Alle Schnittstellen zu umgebenden Komponenten

müssen für die nachfolgende Topologieoptimierung bekannt und eindeutig definiert sein (siehe Abschnitte 3.2 und 3.3). Damit der Tragarm auf beiden Fahrzeugseiten montiert werden kann, ist dieser symmetrisch bzgl. einer durch die Wellenmittelachsen aufgespannten Ebene aufgebaut.

Aufgrund der engen Toleranzanforderungen, insbesondere zwischen den Wellenstümpfen, werden letztere erst nach dem Fügen der Einzelteile auf Endmaß bearbeitet. Im Gesamtverbund ist das Bauteil jedoch nicht rotationssymmetrisch bzgl. einem der Wellenstümpfe, weshalb dieser Arbeitsschritt aufgrund der Länge und des Gewichts des Bauteils deutlich erschwert ist.

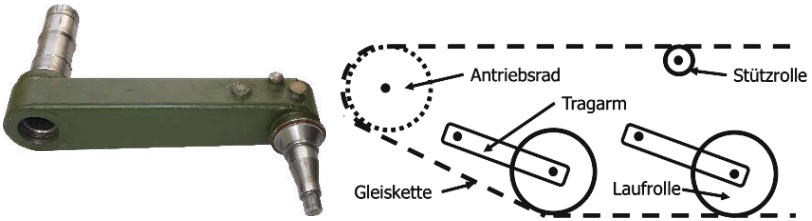


Abb. 3. Originalteil Tragarm (links); Schematische Darstellung der Einbausituation (rechts)

Bereits durch die rein additive Fertigung dieser Komponente (ohne maßgebliche Änderungen an der Geometrie, Konzept 2) konnte die Teileanzahl deutlich reduziert sowie der Fertigungsaufwand (weniger Einzelteile, Bearbeitungsschritte, eingesetzte Verfahren etc.) verringert werden [6]. Um den Fertigungsaufwand weiter zu reduzieren, Kosten zu senken und weitere Potentiale der additiven Fertigung zu nutzen (z.B. vergleichsweise einfache Fertigung lastgerechter, topologieoptimierter Strukturen) wird eine hybride Fertigungsstrategie, wie unter Abschnitt 2.2 beschrieben, verfolgt. Des Weiteren kann eine hybride Fertigungsstrategie eine schadensfallabhängige Reparatur ermöglichen. Bislang muss stets das gesamte Bauteil getauscht werden.

3.2 Betriebsbeanspruchungen

Der Tragarm unterliegt im Betrieb einem komplexen und dynamisch variierenden Belastungszustand. Dieser resultiert aus den folgenden, in verschiedenen Ausprägungen überlagerten, Lastkomponenten:

- F_x Horizontalkraft (z.B. aufgrund von Beschleunigung/Verzögerung)
- F_y Querkraft (z.B. aufgrund von Kurvenfahrt)
- F_z Vertikalkraft (z.B. aufgrund von Hindernisüberfahrt)
- $F_{Dämpfer}$ Dämpferkraft
- $F_{Anschlag}$ Federanschlagskraft

Begründet durch die Position (siehe Abb. 4) der Lastangriffspunkte (RP1, RP2, RP6, RP7) und der Lagerstellen (RP3, RP4, RP5) bildet sich daher ein komplexer, dynamisch veränderlicher, überlagerter Belastungszustand aus.

Betrachtet man die möglichen Einzellasten in den kritischen Ausprägungen sowie deren kombiniertes Auftreten, sind in Summe mehrere Tausend Lastfälle möglich. Diese sind u.a. in den eingesetzten Berechnungsmodellen korrekt zu berücksichtigen. Im Zuge einer Plausibilitätsprüfung konnte diese hohe Lastfallzahl auf ca. 100 relevante Lastfälle reduziert werden. Zum einen kann hierdurch der Modellierungsaufwand in den Berechnungsmodellen und zum anderen die erforderliche Rechenleistung für die Simulation erheblich reduziert werden.

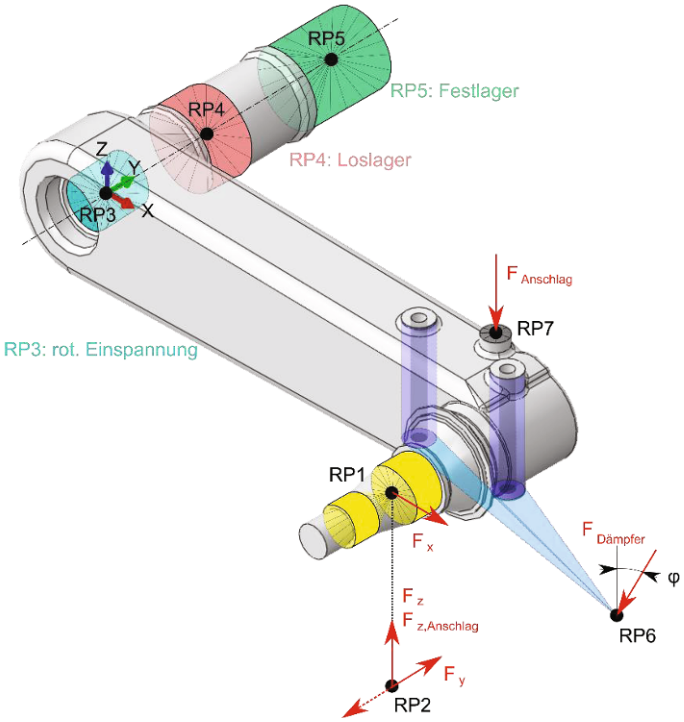


Abb. 4. Schematische Darstellung der Last- und Lagerbedingungen (RP: Referenzpunkt)

3.3 Hybrid-optimierte Fertigungsstrategie

Hybrides Bauteilkonzept. Das Auslegungsziel besteht darin, eine technisch-wirtschaftlich optimierte Tragarmkonstruktion zu erstellen, bei der strukturmechanische, fertigungstechnische und ökonomische Kriterien gleichermaßen Berücksichtigung finden. Die Realisierung dieses Ziels ist durch die Symbiose verschiedener Fertigungsverfahren und Verbindungstechniken in Kombination mit einer Topologieoptimierung möglich (hybrid-optimierte Fertigungsstrategie). Dieser Lösungsansatz stellt somit eine

Kombination aus den Konzepten einer hybriden und einer optimierten Fertigung dar (vergleiche Abb. 2).

Um bisher hochbeanspruchte Bauteilbereiche zu entlasten und hinsichtlich bekannter typischer Schadensfälle zu optimieren, soll der Kraftfluss zukünftig nicht mehr vom Kastenhohlprofil über die wannenseitige Welle in den Drehfederstab erfolgen, sondern direkt über den Mittelteil des Bauteils (Kastenhohlprofil) in den Drehfederstab (siehe Abb. 5).

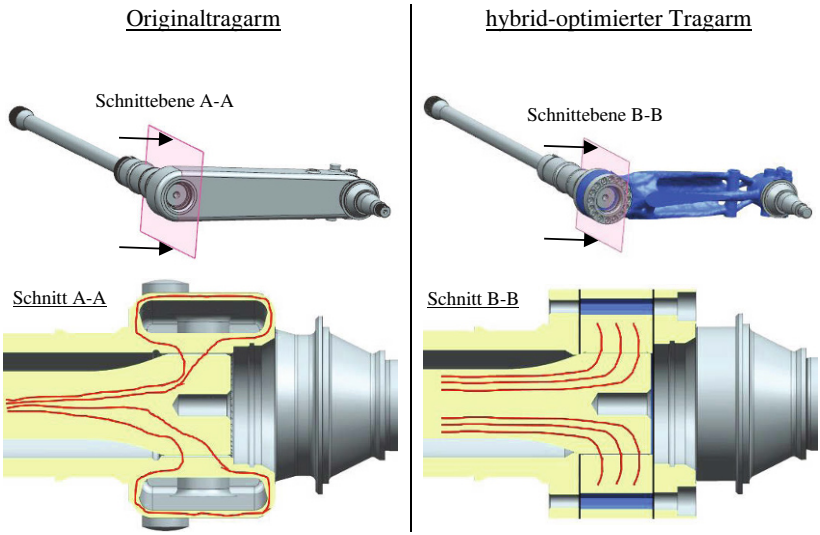


Abb. 5. Kraftfluss (rot) – Vergleich Originaltragarm und hybrid-optimierter Tragarm

Dadurch und aufgrund der hybriden Bauweise entstehen neue Schnittstellen zwischen den einzelnen Komponenten, die entsprechend gestaltet und ausgelegt werden müssen. Zur Lösungsfindung für die Schnittstellengestalt wurden u.a. Analogiebetrachtungen durchgeführt (z.B. Fahrrad-Tretkurbel, Motorrad-Einarmschwinge etc.). Anschließend wurden die verschiedenen Lösungsmöglichkeiten bewertet (Eignung für hohe, wechselnde, stoßartige Lasten; Fertigungsaufwand; Montage/Demontageaufwand; Bauraum etc.). Für die Studie wurden die in Abb. 6 hervorgehobenen Schnittstellenverbindungen als lösbare Welle-Nabe-Verbindungen gestaltet. Diese ermöglichen zum einen den Austausch von Teilkomponenten bei einem Schadensfall und zum anderen ist nach dem Fügen zur Gesamtkomponente keine weitere Nachbearbeitung nötig (im Gegensatz zu einer Schweißverbindung, welche zu Verzug führt und eine Nachbearbeitung notwendig machen würden). Somit besteht das neue Bauteilkonzept aus drei Hauptkomponenten: einer wannenseitigen Welle, einem Mittelteil und einer laufradseitigen Welle (Abb. 6). Sowohl die wannenseitige als auch die laufradseitige

Welle sind rotationssymmetrisch, weshalb eine konventionelle Fertigung für diese beiden Komponenten favorisiert wird. Im Bereich des Mittelteils sind vergleichsweise wenige funktionsbedingt geometrisch vorbestimmte Elemente vorhanden, weshalb für diesen Bereich im Hinblick auf Leichtbau sowie Ausbildung einer lastgerechten Struktur ein integrales Bauteildesign in Kombination mit einer Topologieoptimierung umgesetzt werden soll (siehe Abschnitt: Optimierte Teilkomponente).

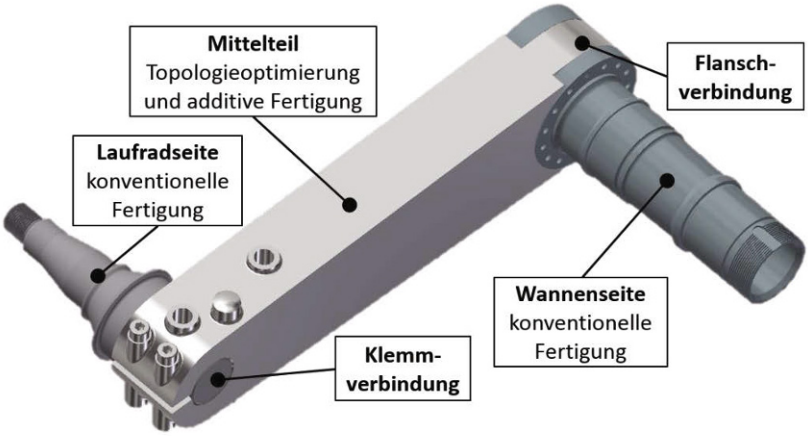


Abb. 6. Beschreibung der Bauteilbereiche

Die Auslegung der Flanschverbindung an der Schnittstelle „Wannenseite“ erfolgte entsprechend der VDI-Richtlinie 2230 Blatt 1 und 2 [15, 16]. Wobei die resultierenden Kräfte und Momente an der Flanschverbindung aus den in Abschnitt 3.2 vorgestellten Lasten berechnet wurden. Mit Hilfe von VDI 2230 Blatt 2 wurde die höchst belastete Einzelschraube ermittelt, welche dann gemäß VDI 2230 Blatt 1 ausgelegt wurde. Die Schrauben werden hauptsächlich auf Zug beansprucht. Zur Übertragung von Querkräften muss stets eine ausreichende Restklemmkraft gewährleistet werden.

Die Schnittstelle zur „Laufradseite“ wurde als Klemmverbindung ausgeführt, da hier keine Momente auftreten, die zu einem Verdrehen der Kontaktflächen führen könnten. Zur Auslegung der Klemmverbindung wurde auf Standardwerke im Bereich Maschinenelemente zurückgegriffen [17, 18].

Da das Bauteil einer sehr komplexen mechanischen Belastung unterliegt, ist eine analytische Auslegung jedoch nur bedingt möglich. Um die analytische Schnittstellenauslegung abzusichern, wird daher eine experimentelle Validierung durchgeführt (vgl. Abschnitt 4 und 4.1). Hierzu werden die Schnittstellen zunächst an vereinfachten, rein konventionell herstellbaren Schnittstellenprototypen auf einem Prüfstand untersucht (siehe Abb. 10 rechts).

Optimierte Teilkomponente. Die Anwendung einer Topologieoptimierung (eine Variante der Strukturoptimierung) in Verbindung mit additiver Fertigung ermöglicht es, lastgerechte Strukturen auszubilden und zu fertigen. Die Topologieoptimierung basiert dabei auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) und bestimmt rechnergestützt eine Bauteilgeometrie, welche im Designbereich (zur Verfügung stehender Bauraum, in Abb. 6 der Mittelteil) hinsichtlich eines Optimierungsziels (z.B. maximale Steifigkeit), unter Berücksichtigung vorgegebener Restriktionen (u.a. des unveränderlichen Non-Designbereichs) und Randbedingungen (z.B. maximal zulässiges Gewicht), eine optimale Lösung darstellt. Dazu wird im Optimierungsprozess von einem Algorithmus bestimmt, welche der Finiten-Elemente (Diskretisierung der Geometrie in endliche Anzahl finiter Elemente) für die Erfüllung des Optimierungsziels und unter Beachtung der Restriktionen und Randbedingungen notwendig sind. Einzelne Elemente oder ganze Bereiche innerhalb des Designbereichs, welche nicht zur Zielerfüllung benötigt werden (z.B. außerhalb des Lastpfades), werden vom Algorithmus entfernt.

Bei der betrachteten Fahrwerkskomponente wird der Mittelteil (in Abb. 6 hell dargestellt) einer Topologieoptimierung unterzogen. Dabei wird unter Berücksichtigung der relevanten Lastfälle (~ 100), der Lagerbedingungen, einer Masserestriktion sowie einer Symmetrierandbedingung der vorgegebene Optimierungsbereich (Designspace) mit dem Ziel der Gewährleistung der mechanischen Tragfähigkeit optimiert.

Die daraus hervorgegangene Geometrie muss im Anschluss mittels CAD rekonstruiert werden. Dieses CAD-Modell bildet nach Kombination mit den Modellen der konventionell herzustellenden Bauteile (Wellenstümpfe) die Gesamtbaugruppe „hybrid-optimierter Tragarm“. Anhand dieser Gesamtbaugruppe wird wiederum ein FEM-Modell zur anschließenden Festigkeitsberechnung des Tragarms abgeleitet. Diese Rechnung erfolgt zweistufig: An eine erste quasistatische Berechnung auf Grundlage der Extremwerte einzelner Lastfälle schließt sich der Einsatz einer Ermüdungsanalysesoftware zur Bewertung der Bauteillebensdauer an.

In Abb. 7 ist ein beispielhaftes Ergebnis der Topologieoptimierung dargestellt. Anzumerken ist, dass dies lediglich einen Designvorschlag darstellt, der ingenieurtechnisch interpretiert und in ein CAD-Modell überführt werden muss. Bei der Topologieoptimierung im Allgemeinen besteht eine starke Abhängigkeit des Ergebnisses von der Modellierung hinsichtlich Netzfeinheit (Anzahl finiter Elemente), Lasten, Lagerbedingungen, Designbereich-Definition sowie der Optimierungsparameter, weshalb diesbezüglich Sensitivitätsanalysen durchgeführt wurden.

Wie aus Abb. 7 hervorgeht, bildet sich eine bionisch anmutende Struktur für den Mittelteil des hybrid-optimierten Tragarms aus. Es handelt sich weiterhin um eine Hohlstruktur, wobei die Wandstärke über das Bauteil veränderlich ist. Im Bereich der Laufradwelle haben sich Öffnungen ausgebildet, so dass das Hohlprofil nicht umseitig geschlossen ist und nicht aufgeschmolzene Pulverreste entfernt werden können.

Abb. 7. Designvorschlag hybrid-optimierter Tragarm

Vorbereitung für die additive Fertigung. Das Ergebnis der Topologieoptimierung wird als Oberflächennetz im STL-Format ausgegeben. In diesem Format sind konstruktive Änderungen generell sehr aufwändig und nur mittels spezieller CAD-Software, für die Netzbearbeitung, möglich. Aufgrund der Diskretisierung des Modells in eine endliche Anzahl finiter Elemente, ergibt sich als Topologieoptimierungsergebnis eine raue und teilweise scharfkantige Oberfläche. Um u.a. diese Rauheit und Kanten zu glätten sowie die Non-Design Bereiche anzubinden und ggf. andere notwendige Änderungen (z.B. Vorsehen von Aufmaßen für die Nachbearbeitung) vornehmen zu können, muss das Oberflächennetz in ein natives CAD-Format zurückgeführt werden.

Nach der Rückführung und fertigungsgerechten Gestaltung erfolgt die eigentliche Bauauftragsvorbereitung (hier: mit der Software 3DXpert). Hierbei wird das Bauteil in einem virtuellen Anlagenbauraum orientiert und positioniert, die Anbindung zur Bauplattform und die Erstellung von Stützstrukturen vorgenommen sowie die Schichtinformationen für die Fertigungsanlage erzeugt. Zur Orientierung des Bauteils im Bauraum stehen verschiedene, automatisierte Funktionen zur Auswahl (z.B. minimale projizierte Fläche, kleinste Bauhöhe, geringste (interne) Supports). Eine automatisierte Orientierung des Bauteils kann jedoch zum einen dazu führen, dass eine Abstützung in Bereichen vorgenommen werden muss, die im Nachhinein nicht mehr zugänglich sind und folglich nicht mehr entfernt werden können. Zum anderen bleiben u.U. wirtschaftliche Aspekte, wie z.B. das Ziel möglichst viele Bauteile in einem Bauauftrag herzustellen und Konstruktionsempfehlungen (z.B. flächige Bereiche nicht parallel zur Bauplattform orientieren) unberücksichtigt. Eine manuelle Interaktion ist somit i.d.R. immer notwendig. Daneben stehen zahlreiche weitere Funktionen zur Auswahl, z.B. eine richtungsabhängige Berücksichtigung von Materialschwund, diverse Analysewerkzeuge zur Absicherung der Fertigung, Volumenfüllung mittels verschiedener Gitterstrukturen, Abschätzung der Anlagenlaufzeit u.v.m.

Das vorliegende Bauteil wurde wie in Abb. 8 veranschaulicht im Bauraum orientiert und positioniert. Dabei kamen u.a. folgende Aspekte zum Tragen:

- Prinzipielle Ermöglichung der Fertigung mit der im Rahmen des Projekts verfügbaren Anlage (Bauraum: 275 x 275 x 420 mm); Eine liegende Orientierung des Bauteils ist hierbei nicht möglich.
- Minimierung von Stützstrukturen zur Reduktion des Nachbearbeitungsaufwandes.
- Minimierung von großflächig zusammenhängenden Bereichen pro Schicht zur Reduktion thermisch induzierter Eigenspannungen.
- Minimierung der Bauhöhe zur Reduktion des Materialeinsatzes und der Bauzeit.

Dabei gilt es die Zielkonflikte zwischen wirtschaftlicher Fertigung sowie Nachbearbeitungsaufwand und einem stabilen Herstellungsprozess bestmöglich zu lösen. Da die zuvor genannten Aspekte in einzelnen Fällen im Widerspruch zueinander stehen, ist die Abfolge der Nennung als Indikator für deren Relevanz im vorliegenden Fall zu verstehen.

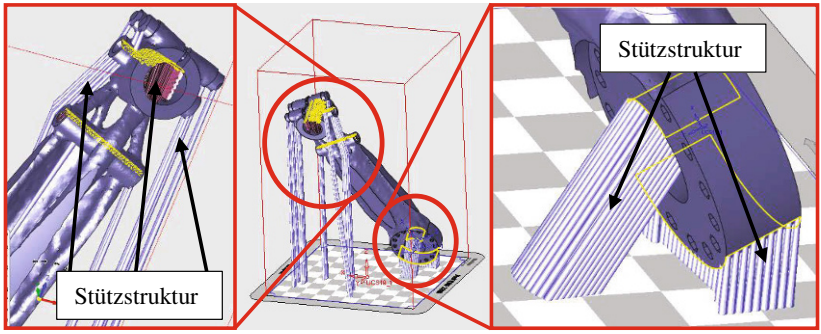


Abb. 8. Orientierung und Positionierung des Bauteils im virtuellen Anlagenbauraum

Ist das Bauteil soweit für den 3D-Druck aufbereitet, erfolgt als nächstes die bei komplexen Strukturen vergleichsweise rechenintensive Generierung der Schichtinformationen (siehe Abb. 9). Auf Basis der Schichtinformationen können nun weitere Analysen, wie z.B. hinsichtlich verbleibender Spannungen, durchgeführt werden. Gemäß softwareinterner Fertigungsabschätzung werden 677 cm³ Material benötigt, wobei 512 cm³ auf das eigentliche Bauteil und 165 cm³ auf die Stützstrukturen entfallen, dies entspricht ca. 24 % des gesamt aufgebauten Materials. Bei einer Schichtdicke von 30 µm wird eine Fertigungszeit von ca. 68 Stunden prognostiziert.

Anlagenseitig sind ebenfalls diverse Vorbereitungen zu treffen (Reinigen der Laseroptik, Einbringen einer Substratplatte, Beschickung mit ausreichend Pulver etc.).

4 Validierung des Bauteildesigns und der Fertigungsstrategie

Zur Validierung der Berechnungsergebnisse wurde ein Prüfaufbau für das hybrid-optimierte Tragarmkonzept entwickelt. Der Aufbau lehnt sich, wie bereits in Abschnitt 3.3 dargestellt, an einen bestehenden Prüfstand zur Bauteilabnahme konventionell gefertigter Tragarme an.

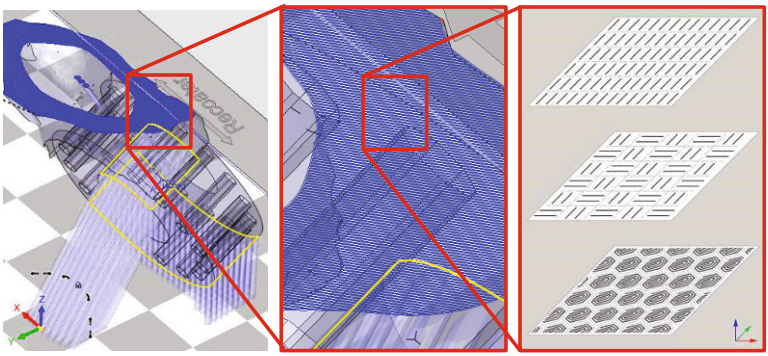


Abb. 9. Exemplarische Darstellung der Schichtinformationen / Belichtungsstrategien

Dabei handelt es sich um einen multiaxialen, servo-hydraulischen Prüfaufbau, der in der Lage ist, den definierten Prüfzyklus nachzubilden. Die Quer- sowie die Vertikalkräfte werden dynamisch über zwei Hydraulikzylinder aufgebracht und die Horizontallast statisch. Der Prüfaufbau bildet die reale Einbausituation im Fahrzeug nach, wobei die Fahrzeugwanne – in welcher der Tragarm drehbar gelagert ist und in welcher das zweite Ende des Drehfederstabes aufgenommen wird – aus Platzgründen über ein Lagerbockpaket nachgebildet wird. Die Laufrolle, welche auf dem zweiten Wellenstumpf des Tragarmes montiert wird und welche die Mehrzahl der auftretenden Betriebslasten in die Struktur einleitet, wird im Prüfaufbau durch eine Konsole nachgebildet. Über diese lassen sich die Kräfte realitätsnah in die Struktur einleiten. Der Prüfstand ist als CAD-Modell in Abb. 10 dargestellt und befindet sich zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Publikation im Aufbau.

Der Prüfstand als solches wurde ausgelegt für die beiden Anwendungszwecke:

- Validierung des Schnittstellendesigns und
- Validierung des kompletten hybrid-optimierten Tragarmdesigns

4.1 Schnittstellenvalidierung

Für den hybriden Ansatz ist es notwendig das Schnittstellendesign noch vor der Topologieoptimierung des Tragarm-Mittelteils festzulegen. Zur Validierung der analytisch

und numerisch berechneten Welle-Nabe-Verbindungen wird ebenfalls der zuvor beschriebene Prüfstand eingesetzt. Dazu werden die konventionell zu fertigenden Tragarmbestandteile unter Berücksichtigung des angestrebten Schnittstellendesigns konstruiert und entsprechend gefertigt. Da hier lediglich das Schnittstellendesign untersucht werden soll, wird der additiv zu fertigende, hybrid-optimierte Tragarmmittelteil durch eine Ersatzkonstruktion (Abb. 11) angenähert. Diese ist auf eine konventionelle Fertigung ausgelegt und wurde spanend hergestellt.

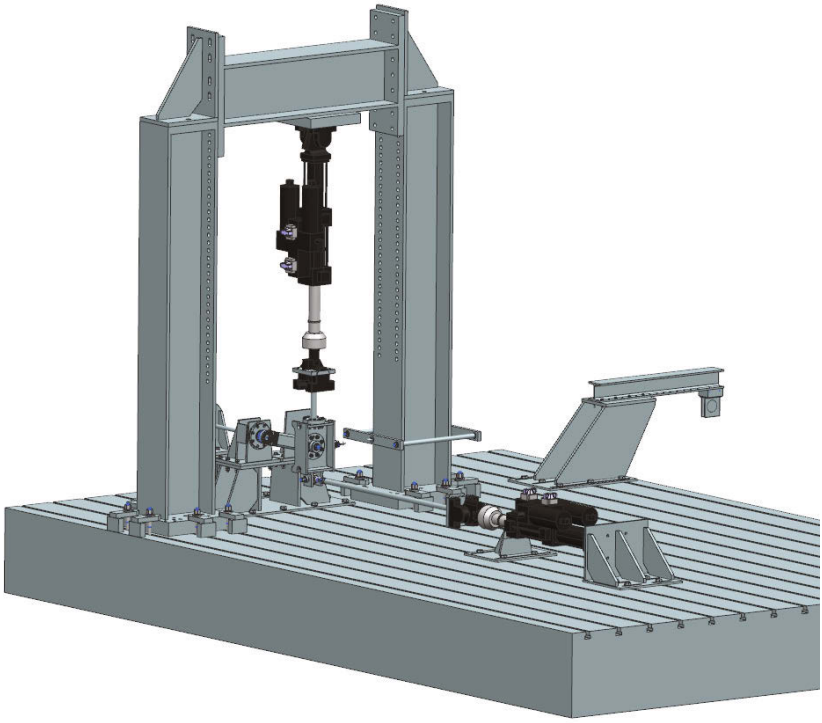


Abb. 10. Prüfstandsaufbau

Nach Absicherung des Schnittstellendesigns kann dieses, in Form eines entsprechenden unveränderlichen Bereiches (Non-Designspace), in der Topologieoptimierung berücksichtigt werden. Neben gestalterischen Restriktion aufgrund funktionsbedingt geometrisch vorbestimmter Elemente sowie des gewählten Schnittstellendesigns sind die Schrauben-, Kontakt- und Klemmkräfte in der Topologieoptimierung zu berücksichtigen, um einen sinnvollen Designvorschlag zu generieren.

Abb. 11. Ersatzkonstruktion Tragarmmittelteil

4.2 Bauteilprüfung unter dynamischer Betriebslast

Das Ergebnis der Topologieoptimierung wird im Sinne eines Designvorschlages mittels CAD rekonstruiert und anschließend einer numerischen Festigkeitsberechnung unterzogen. Nach etwaigen Anpassungen ist das Resultat ein digitales Bauteilmodell für den additiven Tragarm-Mittelteil des hybrid-optimierten Fertigungskonzeptes. Dieser additive Mittelteil wird mittels Laser-Strahlschmelztechnologie gefertigt und nach der notwendigen konventionellen Nachbearbeitung mit den konventionell hergestellten Bauteilen (Wellenstümpfe) zur Gesamtkomponente hybrid-optimierter Tragarm gefügt.

Um ein möglichst hohes statistisch abgesichertes Ergebnis zu erhalten werden mehrere hybrid-optimierte Tragarme gefertigt und auf dem aufgebauten Prüfstand unter dynamischer Betriebslast geprüft. Damit wird sichergestellt, dass die getroffenen Annahmen (Lasten, Restriktionen, Randbedingungen, das auf Probenbasis ermittelte Materialverhalten für additiv generiertes 1.4404 sowie etwaige Besonderheiten der additiven Fertigung) beim Designprozess des additiv zu fertigenden Tragarmmittelteils zutreffen und korrekt umgesetzt wurden.

5 Fazit

Um die bei einer ausschließlich additiven Fertigung eines Großbauteils bestehenden Nachteile zu umgehen, wurde eine technisch-wirtschaftlich adäquate hybrid-optimierte Konstruktionsvariante entwickelt. Dabei wurden die Vorzüge konventioneller und additiver Fertigungstechnologien bestmöglich verbunden. Die bisherigen Ergebnisse lassen folgende Vorteile der hybrid-optimierten Fertigungsstrategie erkennen:

- eine schnellere, wirtschaftlichere und bedarfsgerechte (weitestgehend losgrößenunabhängige Stückkosten) Ersatzteilbereitstellung
- ggf. einen Verzicht auf spezielle Werkzeuge und Vorrichtungen
- eine lastgerechte konstruktive Ausführung größtmöglicher Bereiche sowie
- die Möglichkeit einer schadensfallabhängigen Teilreparatur der Komponente.

Zur Gestaltfindung der additiv gefertigten Bauteile wurde eine Strukturoptimierung eingesetzt. Außerdem wurden die prinzipbedingt vorhandenen Schnittstellen ausgelegt. Sowohl die experimentelle Validierung der Schnittstellen als auch das finalisierte Design für den topologieoptimierten Mittelteil sollen im Rahmen des Vortrags vorgestellt werden. Im Fortgang der Untersuchungen soll das Verhalten dieses hybrid-optimiert gefertigten Bauteils unter Betriebsbedingungen geprüft werden.

References

1. Wohlers, T., Caffrey, T., Campbell, I.: Wohlers Reports 2016, 3D Printing and Additive Manufacturing State of the Industry, Annual Worldwide Progress Report. Wohlers Associates, Inc., Fort Collins Colorado, USA (2016).
2. Ley, M., Hilbert, K., Buschhorn, N., Stephan, N.: Obsoleszenzmanagement unterstützt durch additive Fertigung – Von der Bauteilidentifikation bis zum fertigen Ersatzteil. In: Binz, H., Bertsche, B., Bauer, W. et al. (Hrsg): Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2017, 1. Auflage, Stuttgart: Fraunhofer IAO, o.S. (2017).
3. Khajavi, S. H., Partanen, J., Holmström, J.: Additive manufacturing in the spare parts supply chain. In: Computers in Industry, Volume 65, Issue 1, 50-63 (2014).
4. Gebhardt, A.: Generative Fertigungsverfahren: Additive Manufacturing und 3D Drucken für Prototyping – Tooling – Produktion, 4. neu bearbeitete und erweiterte Auflage, Hanser Verlag, München (2013).
5. Schöpf, G.: Ersatzteile on demand. In: ADDITIVE FERTIGUNG, Ausgabe 1, 30-33 (2017).
6. Hilbert, K., Ley, M., Deschner, C., Bleckmann, M., Schindler, C.: Einsatz der additiven Fertigungstechnologie für die Ersatzteilversorgung. In: Berns, K., Schindler, C. et al.: Proc. of the 4th Commercial Vehicle Symposium (CVT 2016), 259-270, Shaker Verlag Aachen, Kaiserslautern (2016).
7. Leuders, S., Lieneke, T., Lammers, S., Tröster, T., Niendorf, T.: On the fatigue properties of metals manufactured by selective laser melting - The role of ductility. In: Journal of Materials Research, 29/17, 1911–1919 (2014).
8. Riemer, A., Leuders, S., Richard, H. A.: Materialkennwerte lasergeschmolzener Werkstoffe. In: Deutscher Verband für Materialforschung und- prüfung e.V. (Hrsg) 1. TAGUNG DES DVM-ARBEITSKREISES - ADDITIV GEFERTIGTE BAUTEILE UND STRUKTUREN, 1. Auflage, 161–174 (2016).
9. Tolosa, I., Garciandia, F., Zubiri, F., Zapirain, F., Esnaola, A.: Study of mechanical properties of AISI 316 stainless steel processed by Selective laser melting, following different manufacturing strategies. In: The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 51/5, 639–647 (2010).
10. Spierings, A. B., Herres, N., Levy, G.: Influence of the particle size distribution on surface quality and mechanical properties in AM steel parts. In: Rapid Prototyping Journal, 17, 195–202 (2011).
11. Spierings, A. B., Levy, G.: Comparison of density of stainless steel 316L parts produced with selective laser melting using different powder grades. 20. Solid Freeform Fabrication Symposium 2009, Austin, TX (2009).
12. Zhang, B., Dembinski, L., Coddet, C.: The study of the laser parameters and environment variables effect on mechanical properties of high compact parts elaborated by selective laser melting 316L powder. In: Materials Science and Engineering: A, 584, 21–31 (2013).

13. Buschhorn, N., Ley, M., Hilbert, K., Stephan, N., Deschner, C., Bleckmann, M.: Entwicklung additiv gefertigter Großbauteile aus Metall. In: Deutscher Verband für Materialforschung und- prüfung e.V. (Hrsg) 2. TAGUNG DES DVM-ARBEITSKREISES - ADDITIV GEFERTIGTE BAUTEILE UND STRUKTUREN. 2. Auflage, 11–20 (2017).
14. Caviezel, C., Grünwald, R., Ehrenberg-Silies, S., Kind, S., Jetzke, T., Bovenschulte, M.: Büro für Technikfolgen-Abschätzung beim Deutschen Bundestag: Additive Fertigungsverfahren (3-D-Druck), Arbeitsbericht Nr. 175 (2017).
15. Verein Deutscher Ingenieure (VDI): VDI-Richtlinie 2230 Blatt 1- Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Zylindrische Einschraubenverbindungen, Beuth Verlag, Berlin (2015).
16. Verein Deutscher Ingenieure (VDI): VDI-Richtlinie 2230 Blatt 2- Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Mehrschraubenverbindungen, Beuth Verlag, Berlin (2014).
17. Niemann, G., Winter, H., Höhn, B.-R.: Maschinenelemente, Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, Springer- Verlag, Berlin Heidelberg, (2001).
18. Wittel, H., Muhs, D., Jannasch, D., Voßiek, J.: Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung Berechnung Gestaltung, Springer Fachmedien, Wiesbaden (2015).

Short-time-procedures for characterization of the fatigue behaviour of additively manufactured metallic structures

Bastian Blinn[1,a], Marcus Klein[2,b] und Tilmann Beck[1,c]

[1] Technical University of Kaiserslautern, Institute of Materials Science and Engineering
Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern
[2] Technical University of Darmstadt, Institute for Materials Technology
Grafenstraße 2, 64283 Darmstadt
a) blinn@mv.uni-kl.de
b) m.klein@mpa-ifw.tu-darmstadt.de
c) beck@mv.uni-kl.de

Abstract. To enable the utilization of additive manufacturing (AM) in structural components**,** it is indispensable to characterize the specific microstructure and mechanical properties of additively manufactured materials. In this work bars made out of 316L steel were manufactured by Laser Deposition Welding (LDW) and Selective Laser Melting (SLM), respectively. The influence of the building direction in the additive manufacturing processes on the materials properties has been investigated. Central aspect of the investigations is the characterization of the fatigue behavior of the AM-structures. For this, short-time-procedures based on cyclic microindentation tests (PhyBaL$_{CHT}$) and load increase tests (LIT) were applied, allowing time and cost efficient determination of the fatigue behavior. Due to the high material costs in AM the efficient usage of material by these short-time-procedures is an important benefit. The results show that LITs can reliably describe the anisotropic fatigue behavior of AM-structures, proving the potential of LITs to investigate the fatigue behavior of AM-structures and also the influence of post manufacturing processes on the anisotropic fatigue properties.

Keywords: Additive Manufacturing, Fatigue, cyclic deformation behaviour, cyclic indentation tests, anisotropic mechanical properties, Laser Deposition Welding (LDW), Selective Laser Melting (SLM), 316L, 1.4404.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_19

Kurzzeitmethoden zur Charakterisierung des Ermüdungsverhaltens additiv gefertigter metallischer Strukturen

Bastian Blinn[1,a], Marcus Klein[2,b] und Tilmann Beck[1,c]

[1] Technische Universität Kaiserslautern, Lehrstuhl für Werkstoffkunde
Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern
[2] Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde
Grafenstraße 2, 64283 Darmstadt
a) blinn@mv.uni-kl.de
b) m.klein@mpa-ifw.tu-darmstadt.de
c) beck@mv.uni-kl.de

Abstract. Zur Nutzung des Potentials der additiven Fertigung für die Anwendung in hochbeanspruchten Komponenten ist es notwendig, die prozessspezifische Mikrostruktur und die daraus resultierenden mechanischen Eigenschaften zu charakterisieren. Im vorliegenden Projekt wurden Probenstäbe aus dem Stahl 316L additiv gefertigt. Hierzu wurden die additiven Fertigungsverfahren Laser Deposition Welding (LDW) und Selective Laser Melting (SLM) verwendet. Zusätzlich wurde der Einfluss der Aufbaurichtung im additiven Fertigungsprozess auf die Werkstoffmikrostruktur und -eigenschaften untersucht. Im Fokus steht hierbei die Bewertung und Charakterisierung der Ermüdungseigenschaften der additiv gefertigten Werkstoffstrukturen. Hierzu wurden als Kurzzeitmethoden die zyklische Mikro-Eindringprüfung (PhyBaL_{CHT}) und kraftgeregelte zyklische Laststeigerungsversuche (LSV) genutzt. Diese Verfahren ermöglichen eine zeit- und kosteneffiziente Bewertung des Ermüdungsverhaltens der unterschiedlichen Fertigungszustände. Die Untersuchungen zeigen, dass die Laststeigerungsversuche das anisotrope Ermüdungsverhalten additiv gefertigter Strukturen zuverlässig beschreiben können, weshalb dieses Kurzzeitverfahren hohes Potential auch zur Untersuchung des Einflusses nachgelagerter Fertigungsprozesse auf das anisotrope Ermüdungsverhalten additiv gefertigter Strukturen besitzt.

Keywords: Additive Fertigung, Ermüdung, zyklisches Verformungsverhalten, zyklische Eindringprüfung, anisotropes Werkstoffverhalten, Laser Deposition Welding (LDW), Selective Laser Melting (SLM), 316L, 1.4404.

1 Einleitung

Die additive Fertigung bietet ein großes Potential zur flexiblen und effizienten Gestaltung von Bauteilen. Insbesondere die Möglichkeit zur freien Formgebung eröffnet gegenüber herkömmlichen Fertigungsverfahren völlig neue Designmöglichkeiten [1].

Hierbei spielen insbesondere eine anwendungsangepasste Bauteilgeometrie und das damit verbundene Leichtbaupotential eine große Rolle. Des Weiteren können die Werkstoffeigenschaften lokal gezielt eingestellt werden [1]. Somit kann die additive Fertigung zur Bewältigung der Herausforderung des hohen Individualisierungsgrades in der Nutzfahrzeugindustrie genutzt werden, da durch die hohe Flexibilität der additiven Fertigung individuell angepasste Geometrien Kundenwünschen entsprechend nahezu stückzahlunabhängig hergestellt werden können [1]. Ein weiterer Aspekt der Nutzfahrzeugindustrie sind hohe Lagerkosten aufgrund lange zur Bereitstellung aufzubewahrender Ersatzteile. Im Bereich des Obsoleszenzmanagements bietet die additive Fertigung ein hohes Einsparpotential hinsichtlich der Lagerkosten, da Ersatzteile nach Bedarf hergestellt werden können und lediglich die Konstruktionsdaten des Bauteils zu speichern sind.

Um diese Potentiale additiver Fertigungsverfahren zu nutzen, ist es notwendig, vertiefte Kenntnisse über die aus den additiven Fertigungsprozessen resultierenden Mikrostrukturen und deren Korrelation mit den mechanischen Eigenschaften zu erlangen sowie deren Abhängigkeit von den Fertigungsprozessparametern zu ergründen.

Aus diesem Grund wurden im Rahmen des hier vorgestellten Forschungsvorhabens mit den Verfahren Laser Deposition Welding (LDW) und Selective Laser Melting (SLM) Probenkörper additiv gefertigt und auf ihr quasistatisches Verformungsverhalten sowie ihre Ermüdungseigenschaften untersucht. Hierbei wurde ebenfalls der Einfluss der Aufbaurichtung im additiven Fertigungsprozess auf die Werkstoffeigenschaften analysiert.

Zur Bewertung des Ermüdungsverhaltens der additiv gefertigten Werkstoffstrukturen wurden zyklische Mikro-Eindringprüfungen ($PhyBaL_{CHT}$) und Laststeigerungsversuche (LSV) durchgeführt (vgl. [2]). Mit Hilfe dieser Kurzzeitmethoden kann eine Aussage über das Ermüdungsverhalten metallischer Werkstoffe bei einem sehr effizienten Einsatz an Probenmaterial getroffen werden, was aufgrund der hohen Materialkosten im Bereich der additiven Fertigung ein wichtiger Aspekt ist.

2 Fertigungsverfahren und untersuchte Werkstoffe

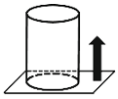
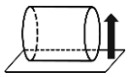
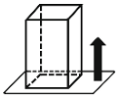
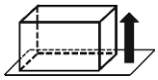
Bei den im Forschungsvorhaben untersuchten additiven Fertigungsverfahren handelt es sich um das Laserauftragsschweißverfahren Laser Deposition Welding (LDW) und das Pulverbettverfahren Selective Laser Melting (SLM) (vgl. Tabelle 2). In beiden Verfahren kam der Edelstahl 316L (1.4404) zur Anwendung. Hierbei ist zu beachten, dass jeweils ein anderes Pulver verwendet wurde, sodass sich ein Unterschied zwischen den SLM- und den LDW-Proben in der chemischen Zusammensetzung ergibt, insbesondere in den Cr-, Ni- und N-Gehalten (vgl. Tabelle 1). Dies resultiert in unterschiedlichen Austenitstabilitäten der in den beiden Fertigungsverfahren angewandten Werkstoffvarianten, die mit Hilfe der M_{d30}-Temperaturen bewertet werden können. Die M_{d30}-Temperatur gibt an, bei welcher Temperatur die austenitische Phase bei einer plastischen Dehnung von 30% zu 50% in α‘-Martensit umwandelt. Wie an den in Tabelle 1 nach Angel [3] berechneten $M_{d30,\,Angel}$-Temperaturen zu erkennen, zeigen die LDW-Proben eine geringere Austenitstabilität und folglich eine höhere Neigung zur Austenit - α‘-

Martensit-Transformation (TRIP-Effekt), was bei der Bewertung der mechanischen Eigenschaften berücksichtigt werden muss.

Tabelle 1. Chemische Zusammensetzungen und $M_{d30,Angel}$-Temperaturen der Untersuchungswerkstoffe

Chem. Zusammensetzung in Ma-%		C	N	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Fe	$M_{d30,Angel}$ in °C
SLM		0,02	0,08	0,61	1,44	17,68	13,07	2,26	64,7	-58
LDW		0,03	0,10	0,53	1,30	16,41	10,54	2,04	68,8	-29
ASTM A 182	min.	--	--	--	--	16,00	10,00	2,00	60,8	62
	max.	0,03	0,10	1,00	2,00	18,00	15,00	3,00	72,0	-117

Tabelle 2. Fertigungsparameter des additiven Fertigungsprozesses

Additives Fertigungsverfahren	Selective Laser Melting		Laser Deposition Welding	
Anlage	EOS M 290		DMG MORI LASERTEC 65 3D	
Pulverpartikelgröße in µm	25-45		50-150	
Durchschnittliche Layerdicke in µm	40		400	
Abmessungen Rohling in mm	Ø14x102		15x15x103	
Aufbaurichtung	 stehend (SLM-S)	 liegend (SLM-L)	 stehend (LDW-S)	 liegend (LDW-L)

Zur Untersuchung der Eigenschaften der prozessspezifischen Werkstoffstrukturen wurde der Oberflächeneinfluss bewusst eliminiert. Hierzu wurden Rohlinge (siehe Tabelle 2) additiv gefertigt, welche dann in einem nachgelagerten Drehprozess spanend zu Ermüdungs- (Messstreckendurchmesser 7,6 mm) bzw. Zugproben (Messstreckendurchmesser 8 mm) weiterbearbeitet und anschließend poliert wurden. Es wurden zwei Aufbaurichtungen zur Bewertung des anisotropen Verhaltens additiv gefertigter metallische Werkstoffstrukturen untersucht. Zum einen wurden die Rohlinge liegend (die Layerebenen liegen parallel zur Beanspruchungsrichtung – SLM-L; LDW-L) und zum anderen stehend (die Layerebenen liegen senkrecht zur Beanspruchungsrichtung – SLM-S; LDW-S) aufgebaut (vgl. Tabelle 2).

In den mikrostrukturellen Untersuchungen, welche in der Arbeit Glässner et al. [4] näher beschrieben sind, zeigen alle additiv gefertigten Werkstoffe entlang der Aufbaurichtung gerichtete Körner mit einem Aspektverhältnis deutlich größer eins sowie ein

Kornwachstum über die Meltpoolgrenzen hinweg, was in Einklang mit den Untersuchungen von Mower et al. [5] ist. Aufgrund der deutlich höheren Abkühlraten im SLM-Prozess weist der SLM-Werkstoff ein deutlich feinkörnigeres Gefüge auf.

3 Versuchsmethodik

Die Messung von Mikrohärteprofilen und zyklischen Eindringprüfungen wurden an Querschliffen der Schäfte der Ermüdungsproben (Ø 12 mm) durchgeführt. Zusätzlich erfolgten in der Mitte der Querschliffe Makrohärtemessungen. Bei der zyklischen Eindringprüfung wird ein in die Prüfvorrichtung des Typs Fischerscope eingebauter Vickers-Indenter an jeweils einer Position zyklisch bei einer Frequenz von 1/12 Hz und mit einer Maximalkraft von 1000 mN beaufschlagt und das Verformungsverhalten des Werkstoffes über der Zyklenzahl in Form von Kraft-Eindringtiefe-Hysteresen aufgezeichnet, welche aufgrund der großen plastischen Verformung im 1. Zyklus erst ab dem 2. Zyklus ausgewertet werden [2]. In Analogie zu einachsigen Ermüdungsversuchen wird als Kenngröße die plastische Eindringtiefenamplitude als halbe Breite der Kraft-Eindringtiefe-Hysterese bei mittlerer Beanspruchung ermittelt (vgl. Abb. 1 a). Die Änderung der plastischen Eindringtiefenamplitude über der Zyklenzahl ($h_{a,p}$-N-Kurve – Abb. 1 b) gibt Aufschluss bezüglich des zyklischen Verfestigungspotentials des Werkstoffzustandes [2]. Die $h_{a,p}$-N-Kurve zwischen dem 5. und 10. Zyklus wird durch die Potenzfunktion

$$h_{a,pII} = a_{II} \cdot (h_{a,p})^{e_{II}} \tag{1}$$

beschrieben und bildet die Grundlage zur Bewertung der zyklischen Eigenschaften des Werkstoffes (vgl. Abb. 1 b). Die Exponent e_{II} gibt die Steigung der Potenzfunktion und somit ein Maß für die zyklische Verfestigung des Werkstoffes an. Die Potenzfunktion $h_{a,pI}$ beschreibt die Differenz aus der $h_{a,p}$-N-Kurve und der Potenzfunktion $h_{a,pII}$ zwischen dem 1. und 4. Zyklus der zyklischen Eindringprüfung. Nach dem 4. Messzyklus sind die makroplastischen Verformungsvorgänge weitestgehend abgeschlossen und die zyklischen Verformungsvorgänge gehen in stetiges Verhalten über, was sich in Form der Steigungsänderung in den $h_{a,p}$-N-Verläufen wiederspiegelt. Die Potenzfunktion $h_{a,pII}$ beschreibt somit das um makroplastische Verformungsvorgänge bereinigte Werkstoffverhalten und bildet die Grundlage beider Potenzfunktionen zur Beschreibung jeden Messzykluses der $h_{a,p}$-N-Kurven, weshalb sich die Kennwerte dieser Funktion am besten zur Beschreibung des zyklischen Werkstoffverhaltens bei der zyklischen Eindringprüfung eignen.

Neben den Eindringprüfungen wurden zur Ermittlung der quasistatischen mechanischen Eigenschaften Zugversuche durchgeführt. Um das Umwandlungsverhalten des austenitischen Stahls unter Zugbeanspruchung zu untersuchen, wurde der Anteil der magnetischen Phase in der Messstecke der Zugproben mit Hilfe eines FERITSCOPE MP 30E® vor und nach dem Zugversuch gemessen. Durch die Umwandlung des paramagnetischen Austenits in den ferromagnetischen α‘-Martensit, kommt es zu einem Anstieg des Anteils an magnetischer Phase, sodass die Austenit- α‘-Martensit-Transformation anhand des Anstiegs der magnetischen Messsignal ξ in Fe-% detektiert werden kann. Die Messgröße ξ steigt linear mit dem Anstieg der magnetischen Phase [6].

Die spannungskontrollierten Laststeigerungsversuche (LSV) zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens wurden bei Raumtemperatur auf einem servohydraulischen Schwingprüfsystem des Typs Schenck PSA 40 kN mit einer Versuchsfrequenz von 5 Hz und einem Spannungsverhältnis von R = -1 durchgeführt. Hierbei wurden die Proben zu Beginn bei einer Spannungsamplitude von zunächst 100 MPa beansprucht, die in Intervallen von 9.000 Zyklen um 20 MPa erhöht wurde.

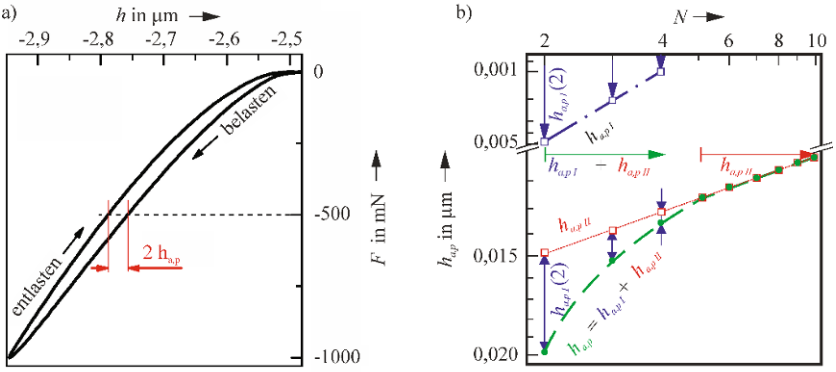


Abb. 1. Kraft-Eindringtiefe-Hysterese (a) und $h_{a,p}$-N-Kurven (b) der zyklischen Eindringprüfung

Zur Erfassung des Ermüdungsverhaltens wurden während der Laststeigerungsversuche drei physikalische Messgrößen detektiert und kontinuierlich aufgezeichnet (vgl. Abb. 2) [7]: Mittels Extensometrie wurden Spannung-Dehnung-Hysteresen gemessen und Werte für die plastische Dehnungsamplitude $\varepsilon_{a,p}$ entnommen. Zusätzlich wurde die verformungsinduzierte Temperaturänderung in der Messstrecke sowie zur Separation äußerer Einflüsse die Temperatur an den rein elastisch beanspruchten Einspannschäften gemessen und die Temperaturänderung ΔT nach Gleichung (1) berechnet.

$$\Delta T = T_1 - \frac{T_2 + T_3}{2} \tag{1}$$

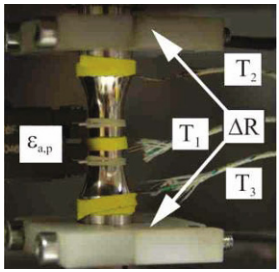


Abb. 2. Experimenteller Aufbau der Laststeigerungsversuche

Als dritte Messgröße wurde mittels einer Konstantstromquelle und hochauflösender Spannungsmessung die Änderung des elektrischen Widerstands im Probenvolumen detektiert. Aufgrund der Sensitivität gegenüber Fehlstellen wie Ausscheidungen, Mikroporen, Versetzungen, etc. ist der elektrische Widerstand insbesondere bei additiv gefertigten Proben eine aussagekräftige Messgröße.

Zur Überprüfung der Erkenntnisse aus den Laststeigerungsversuchen wurden zusätzlich Einstufenversuche (ESV) bei auf Grundlage der Laststeigerungsversuche ausgewählten Beanspruchungsamplituden, einem Spannungsverhältnis von R=-1 und einer Frequenz von 2 Hz bis zu einer Grenzlastspielzahl von $2 \cdot 10^6$ Zyklen durchgeführt.

Um auch in den Ermüdungsversuchen das Umwandlungsverhalten der Werkstoffe zu untersuchen, wurde analog zu den Zugversuchen der Anteil der magnetischen Phase ξ vor und nach den Ermüdungsversuchen gemessen.

4 Ergebnisse

4.1 Quasistatische mechanische Eigenschaften

Die additiv gefertigten Proben zeigen trotz der steilen Temperaturgradienten im lokalen Erstarrungs- und Abkühlvorgang bei der additiven Fertigung, einen im Rahmen der Streuung homogenen Mikrohärteverlauf über den gesamten Querschnitt der Ermüdungsproben. Durch den geringen Volumenanteil der einzelnen Meltpools schlagen sich diese Temperaturgradienten im Mikrohärteverlauf offensichtlich nicht nieder. Ferner ist zu erkennen, dass die Härte der SLM-gefertigten Werkstoffstrukturen über den im LDW-Verfahren erreichten Werten liegt, was durch die Makrohärtemessungen bestätigt wird. Dies ist auf die schnellere Abkühlgeschwindigkeit und das feinkörnigere Gefüge, basierend auf den geringeren Layerdicken (vgl. Tabelle 2) im SLM-Prozess, zurückzuführen [4]. Die Mikrohärteverläufe sowie die Makrohärtemessungen zeigen keine signifikanten Unterschiede bezüglich der Aufbaurichtung (siehe Abb. 3a).

Das anisotrope Verhalten der Werkstoffe wird erst bei Betrachtung der Ergebnisse der Zugversuche deutlich. Hierbei zeigen die Proben beider Fertigungsverfahren im stehenden Aufbau bezüglich ihrer Zugfestigkeit, Dehngrenze und Bruchdehnung reduzierte Werte (siehe Abb. 3b) im Vergleich zum liegenden Aufbau. Dieses anisotrope Verhalten bei quasistatischer Zugbeanspruchung von additiv gefertigten Werkstoffproben stimmt mit einer Vielzahl veröffentlichter Untersuchungen, z. B. [8-10], überein.

Im Vergleich der Fertigungsprozesse zeigen sich bei den mittels SLM gefertigten Proben eine erhöhte Zugfestigkeit und Streckgrenze gegenüber den Proben aus dem LDW-Verfahren, was auf die Unterschiede in den Prozessparametern zurückzuführen ist. Die höhere Bruchdehnung der LDW-Proben ist mit der geringeren Austenitstabilität, welche an dem signifikanten Anstieg der magnetischen Phase ξ (vgl. Tabelle 3) zu erkennen ist, zu erklären: Durch die Transformation des Austenits in α'-Martensit erfolgt eine Expansion des Kristallgitters und es werden in den lokal höchstverformten Bereichen Druckeigenspannungen erzeugt, was zu einem Anstieg der Bruchdehnung führt (vgl. Tabelle 3). Hierbei wird der Einfluss der Austenitstabilität und somit auch der chemischen Zusammensetzung auf die mechanischen Eigenschaften des untersuchten Stahls AISI 316L deutlich.

Tabelle 3. Quasistatische mechanische Eigenschaften der additiv gefertigten Proben

mechanische Kennwerte	SLM-L	SLM-S	LDW-L	LDW-S
Zugfestigkeit R_m in MPa	681 ± 7	612 ± 2	629 ± 7	564 ± 9
Streckgrenze $R_{p0,2}$ in MPa	609 ± 43	490 ± 2	438 ± 40	322 ± 2
Bruchdehnung A in %	28,9 ± 3,9	21,4 ± 1,6	37,8 ± 0,3	26,8 ± 4,9
E-Modul in GPa	167 ± 12	152 ± 7	172 ± 12	170 ± 10
ξ vor dem Zugversuch	0,13 ± 0,01	0,11 ± 0,02	0,68 ± 0,01	0,68 ± 0,09
ξ nach dem Zugversuch	0,13 ± 0.01	0,15 ± 0,01	1,13 ± 0,13	1.05 ± 0,26

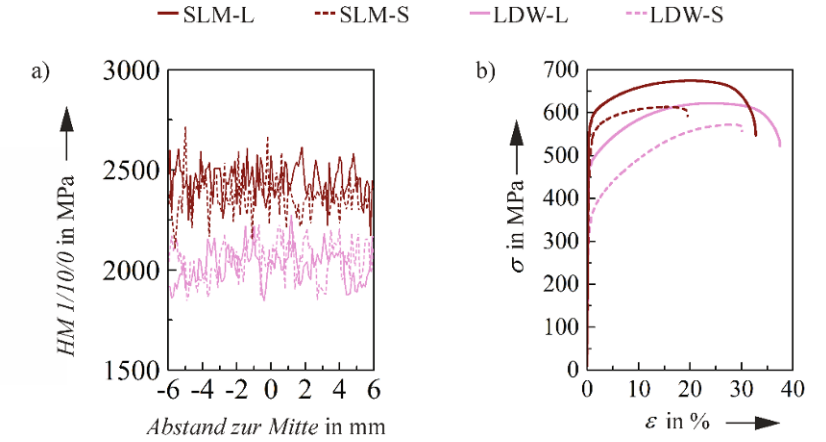


Abb. 3. a) Mikrohärteverläufe und b) Spannung-Dehnung-Kurven bei quasistatischer Zugbeanspruchung der unterschiedlichen additiv gefertigten Werkstoffproben

4.2 Zyklische Eigenschaften

Zyklische Eindringprüfungen. Die Ergebnisse der zyklischen Eindringprüfung zeigen ähnlich zu den Mikrohärteverläufen keinen Unterschied bezüglich der Aufbaurichtung der Proben. Hierzu zeigt Abb. 2 die Verläufe der zyklischen plastischen Eindringtiefenamplitude $h_{a,p}$ (vgl. Kap. 3 und [2]) über der Zykluszahl N.

Der zyklische Verfestigungsexponent ergibt sich in der gewählten doppellogarithmischen Auftragung aus der Steigung der Kurven ab dem 5. Zyklus (vgl. Abb. 1b). Die für beide Herstellprozesse jeweils nahezu identischen Steigungen für beide Aufbaurichtungen zeigen, dass die Aufbaurichtung das zyklische Verfestigungspotential nicht signifikant beeinflusst (vgl. Tabelle 4), obwohl die zyklische Eindringprüfung wie auch die Härteprüfungen im stehenden Aufbau senkrecht zu den Layerebenen und im liegenden Aufbau parallel zu den Layerebenen durchgeführt wird. Deutliche Unterschiede ergeben sich allerdings zwischen den beiden Herstellverfahren. Hier zeigt sich bei der

aus dem LDW-Prozess resultierenden Werkstoffstruktur ein wesentlich höheres, durch den Wert von e_{II} quantifiziertes Verfestigungspotential, was sich aus den unterschiedlichen Abkühlraten im Fertigungsprozess und Austenitstabilitäten ergibt.

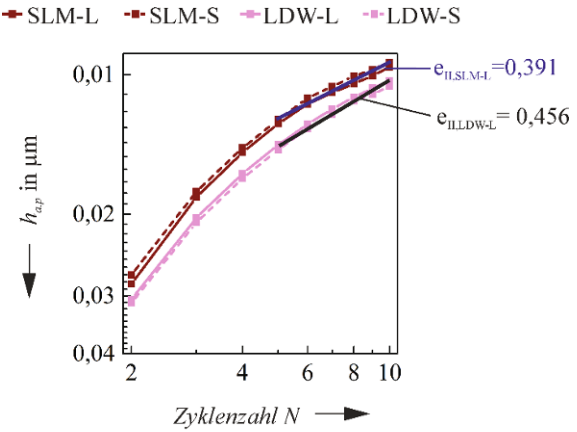


Abb. 4. Ergebnisse der zyklischen Eindringprüfung - PhyBaL_{CHT}

Laststeigerungsversuche. Zur Bewertung des Ermüdungsverhaltens der additiv gefertigten Proben wurden Laststeigerungsversuche durchgeführt. Um die Ermüdungseigenschaften der unterschiedlich gefertigten Proben zu bewerten, wurden anhand der LSVs zwei Kennwerte ermittelt. Die Spannungsamplitude der Laststufe, in der die Probe im LSV versagt, wird als Bruchlaststufe σ_B bezeichnet und dient zur Bewertung der Ermüdungsfestigkeit bei hohen Beanspruchungsamplituden. Zur Ermittlung der zweiten Kenngröße wird die Laststufe herangezogen, in welcher der Werkstoff als erste signifikante Reaktion auf die zyklische Beanspruchung eine Abweichung der Messgrößenverläufe von dem linearen Anstieg zeigt, der in den ersten Laststufen zu erkennen ist (vgl. Abb. 5). Die letzte Laststufe vor dem Auftreten der ersten signifikanten Werkstoffreaktion, wird als Kenngröße für den Werkstoffwiderstand gegen das Einsetzen erster signifikanter mikroplastischer Verformungsvorgänge verwendet und als σ_I bezeichnet.

Die Laststeigerungsversuche zeigen im Gegensatz zu den zyklischen Mikrohärtemessungen eine klare Abhängigkeit des Ermüdungsverhaltens von der Aufbaurichtung im additiven Fertigungsprozess. Wie Abb. 6 und Tabelle 4 zu entnehmen, zeigen die detektierten physikalischen Messgrößen (vgl. Kap. 3) bei den stehend aufgebauten Proben im Vergleich zum liegenden Aufbau bereits bei wesentlich geringeren Lastniveaus signifikante Werkstoffreaktionen. Folglich finden beim stehenden Aufbau deutlich früher erste signifikante mikroplastische Verformungsvorgänge statt. Des Weiteren weisen die liegend aufgebauten Proben höhere Bruchlaststufen auf. Hieraus lässt sich eine erhöhte Ermüdungsfestigkeit des liegenden Aufbau ableiten, was in Einklang mit den

Ergebnissen der quasistatischen Zugbeanspruchung (vgl. Kap. 4.1) und den Untersuchungen von Yadollahi et al. an dem Stahl 17-4-PH [9] sowie Mower et al. an dem auch in der vorliegenden Arbeit untersuchten AISI 316L ist [5].

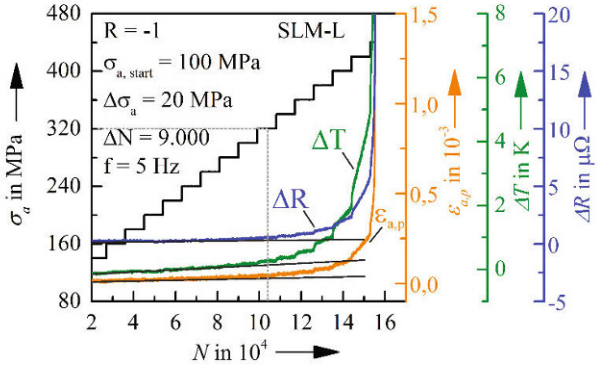


Abb. 5. Schema zur Bewertung des Ermüdungsverhaltens anhand der Laststeigerungsversuche am Beispiel der SLM-L-Probe

Tabelle 4. Zyklische mechanische Eigenschaften der additiv gefertigten Strukturen aus Laststeigerungsversuchen und zyklischen Eindringversuchen

Kennwerte	SLM-L	SLM-S	LDW-L	LDW-S
e_{II}	0,391 ± 0,025	0,399 ± 0,016	0,456 ± 0,025	0,455 ± 0,009
σ_B in MPa	440	360	340	280
σ_I in MPa	300	240	260	220
ξ vor dem LSV	0,15 ± 0,01	0,15 ± 0,02	0,48 ± 0,10	0,53 ± 0,10
ξ nach dem LSV	0,15 ± 0,01	0,17 ± 0,01	0,99 ± 0,22	0,69 ± 0,09

Beim Vergleich des Ermüdungsverhaltens der Proben aus beiden additiven Fertigungsverfahren zeigen die LDW-gefertigten Varianten entsprechend ihrer niedrigeren quasistatischen Festigkeiten und Mikrohärte (Abb. 1) eine deutlich frühere Werkstoffreaktion und ein niedrigeres Lastniveau bei Probenbruch als die SLM-gefertigten Materialien. Im Vergleich der mittels FERITSCOPE® bestimmten Anteile der ferromagnetischen Phase der Ermüdungsproben zeigt sich nur bei dem mittels LDW verarbeiteten Werkstoff ein signifikanter Anstieg des Parameters ξ, was auf der geringeren Austenitstabilität dieses Werkstoffs (vgl. Tabelle 1) beruht, die im Zuge der Laststeigerungsversuche zu einem höheren Grad der Umwandlung verglichen mit den SLM-Proben führt.

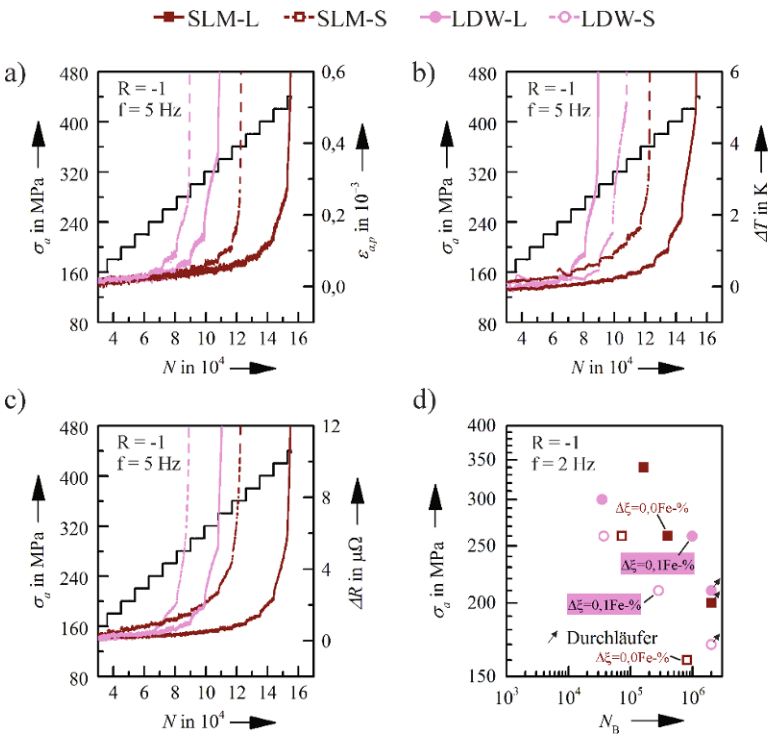


Abb. 6. Verläufe der physikalischen Messgrößen a) plastische Dehnungsamplitude ($\varepsilon_{a,p}$), b) Temperaturänderung (ΔT) und c) Änderung des elektrischen Widerstands (ΔR) in den Laststeigerungsversuchen sowie d) das Wöhlerdiagramm mit den Ergebnissen der Einstufenversuche

Die Einstufenversuche (vgl. Abb. 6) zeigen ähnlich zu den Ergebnissen der Laststeigerungsversuche ein anisotropes Ermüdungsverhalten der additiv gefertigten Strukturen. Der stehende Aufbau weist bei gleichen Beanspruchungsniveaus geringere Lebensdauern als die liegend aufgebauten Proben auf.

Beim Vergleich der beiden additiven Fertigungsverfahren zeigt sich, dass die SLM-gefertigten Proben bei höheren Beanspruchungen eine höhere Lebensdauer aufweisen, wohingegen die LDW-Proben mit jeweils gleicher Aufbaurichtung bei geringeren Beanspruchungsamplituden höhere Bruchlastspielzahlen erreichen. Dies ist durch die unterschiedliche Austenitstabilität zu erklären: Aufgrund der Austenit - α‘-Martensit-Transformation in allen LDW-Proben, welche anhand der $\Delta\xi$-Werte in Abb. 6d erkennbar ist, kommt es zu einer signifikanten Lebensdauerverlängerung bei niedrigeren Beanspruchungsniveaus. Da dieser Umwandlungsprozess bei den SLM-Proben nicht auftritt, kommt es zu der zu beobachtenden Verschiebung der Ermüdungsfestigkeiten bei

unterschiedlichen Beanspruchungsniveaus zwischen den LDW- und SLM-gefertigten Proben.

Beim Vergleich der Ergebnisse der LSVs und ESVs zeigt sich, dass die Laststeigerungsversuche den Einfluss der zwischen den LDW- und SLM-gefertigten Proben differierenden Austenitstabilität auf das Ermüdungsverhalten, insbesondere bei geringeren Beanspruchungsamplituden, nicht detektieren können. Das anisotrope Ermüdungsverhalten der additiv gefertigten Proben aus jeweils einem Verfahrens und somit gleicher chemischer Zusammensetzung, kann hingegen mittels des Laststeigerungsversuchs zuverlässig bestimmt werden.

5 Zusammenfassung

Im Rahmen der gezeigten Arbeiten wurden mittels der Verfahren SLM und LDW additiv gefertigte Werkstoffproben hinsichtlich ihrer quasistatischen sowie zyklischen mechanischen Eigenschaften untersucht. Hierbei konnte in Zugversuchen das anisotrope Verhalten der additiv gefertigten Werkstoffstrukturen in Abhängigkeit von der Aufbaurichtung gezeigt werden. Im liegenden Aufbau besitzen die Proben eine höhere Zugfestigkeit, Dehngrenze und Bruchdehnung als im stehenden Aufbau. Die LDW-gefertigten Proben zeigen im Vergleich zum SLM-Verfahren bei Betrachtung der einzelnen Aufbaurichtungen eine geringere Zugfestigkeit und Dehngrenze, resultierend aus den unterschiedlichen Fertigungsparametern im additiven Fertigungsprozess. Allerdings zeigen die LDW-Proben eine erhöhte Bruchdehnung, was maßgeblich auf deren geringere Austenitstabilität resultierend aus im Vergleich zu dem SLM-Material unterschiedlicher chemischer Zusammensetzung zurückzuführen ist.

Mit Hilfe der Kurzzeitmethoden des Laststeigerungsversuchs und der zyklischen Eindringprüfung ($PhyBaL_{CHT}$) konnte das Ermüdungsverhalten der additiv gefertigten Werkstoffstrukturen effizient untersucht und bewertet werden. Hinsichtlich der Aufbaurichtung ergab sich bei den $PhyBaL_{CHT}$-Untersuchungen kein Unterschied im Verfestigungspotential der additiv gefertigten Proben. Die LDW-gefertigten Proben zeigten allerdings ein höheres Verfestigungspotential als die aus dem SLM-Prozess resultierenden Werkstoffstrukturen, was ebenfalls auf die unterschiedlichen Austenitstabilitäten aber auch auf die unterschiedlichen Parameter in den beiden additiven Fertigungsprozessen zurückzuführen ist.

Mit Hilfe der Laststeigerungsversuche konnte das anisotrope Ermüdungsverhalten der additiv gefertigten Werkstoffstrukturen in Abhängigkeit zur Aufbaurichtung gezeigt und analysiert werden. Analog zu den Zugversuchen zeigte sich hierbei eine erhöhte Ermüdungsfestigkeit in liegender Aufbaurichtung, was mit Hilfe ausgewählter Einstufenversuche bestätigt werden konnte.

Aus dem Vergleich der Ergebnisse der Laststeigerungsversuche und Einstufenversuche zeigt sich, dass der Laststeigerungsversuch eine effiziente Methode zur Untersuchung des anisotropen Ermüdungsverhaltens additiv gefertigter Strukturen ist. Dieses Verfahren weist somit auch erhebliches Potential zur Untersuchung des Einflusses nachgelagerter Fertigungsprozesse auf das anisotrope Ermüdungsverhalten additiv gefertigter Strukturen auf.

Danksagung

Die Autoren danken dem Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) der Europäischen Union und dem Commercial Vehicle Cluster (CVC) Südwest für die finanzielle Unterstützung sowie dem Lehrstuhl für Fertigungstechnik und Betriebsorganisation (FBK) der Technischen Universität Kaiserslautern für die Bereitstellung des Untersuchungswerkstoffs.

Literatur

1. Daniewicz S, Shamsaei N.: An introduction to the fatigue and fracture behavior of additive manufactured parts. International Journal of Fatigue (63), 167 (2017).
2. Kramer H., Starke P., Klein M., Eifler D.: Cyclic hardness test PHYBAL$_{CHT}$ – Short-time procedure to evaluate fatigue properties of metallic materials. International Journal of Fatigue (63), 78-84 (2014).
3. Angel T.: Formation of martensite in austenitic stainless steel - Effects of deformation, temperature and composition Journal of the Iron and Steel Institute (177), 165-174 (1954).
4. Gläßner C., Blinn B., Burkhart M., Klein M., Beck T., Aurich J.: Comparison of 316L test specimens manufactured by Selective Laser Melting, Laser Deposition Welding and Continuous Casting. 7. WGP Jahreskongress, 45-52 (2017).
5. Mower T. M., Long M. J.: Mechanical behavior of additive manufactured, powder-bed laser-fused materials. Materials Science & Engineering A (651), 198-213 (2016).
6. Talonen J., Aspegren P., Hanninen H.: Comparison of different methods for measuring strain induced α'-martensite content in austenitic steels. Materials Science and Technology (20), 1506-1512 (2004).
7. Schelp M., Eifler D.: Lebensdauervorhersage an vergüteten Stählen bei ein- und mehrstufiger Schwingbeanspruchung auf der Basis von Dehnungs-, Temperatur- und Widerstandsmessung. Lehrstuhl für Werkstoffkunde, TU Kaiserslautern (2001).
8. Lewandowski J., Seifi M.: Metal Additive Manufacturing: A Review of Mechanical Properties. Annual Review of Materials Research (46), 151-186 (2016).
9. Yadollahi A., Shamsaei N., M. Thompson S., Elwany A., Bian L.: Effects of building orientation and heat treatment on fatigue behavior of selective laser melted 17-4 PH stainless steel. International Journal of Fatigue (94), 218-235 (2017).
10. Casati R., Lemke J., Vedani M.: Microstructure and Fracture Behavior of 316L Austenitic Stainless Steel Produced by Selective Laser Melting. Journal of Materials Science & Technology (32), 738-744 (2016).

Concept for identifying potentials of additive manufacturing in commercial vehicle production

Li Yi[1], Christopher Gläßner[1], Jan C. Aurich[1]

[1] University of Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern
li.yi@mv.uni-kl.de

Abstract. In recent years, the changes in the global commercial vehicle market such as heterogeneous customer requirements have increased product as well as production complexity in commercial vehicle manufacturing. As a solution with enormous potential of application, additive manufacturing offers the possibility to design and generate complex components as well as assemblies, which are barely or expensively producible with conventional manufacturing technologies. Hence, the identification of the potentials of different technologies in the context of additive manufacturing from the perspective of commercial vehicle manufacturers is necessary. This paper introduces a framework which allows to identify the potentials of different additive manufacturing technologies according to specific product and production properties of commercial vehicle manufacturers. The framework is based on a three-phase evaluation: prefilter, technical evaluation and economic evaluation. Based on specific features of a product as well as its production process, additive manufacturing is compared to conventional manufacturing as reference in the first phase prefilter to determine whether additive manufacturing has advantages to manufacture this product. In the second phase, the identified advantages are assessed more detailed between different additive manufacturing technologies to select the technology with best technical feasibility. In the last phase, economic evaluation is conducted to determine manufacturing time and cost respectively. The results of these three phases represent the potentials of additive manufacturing technologies for manufacturing this product and provides the manufacturers with comprehensive information to make further decisions.

Keywords: Additive manufacturing, commercial vehicle production, potential identification.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_20

Konzept zur Ermittlung der Einsatzpotenziale der additiven Fertigung in der Nutzfahrzeugproduktion

Li Yi[1], Christopher Gläßner[1], Jan C. Aurich[1]

[1] Technische Universität Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern
li.yi@mv.uni-kl.de

Kurzfassung. Die Veränderungen im weltweiten Nutzfahrzeugmarkt, wie beispielsweise heterogenere Kundenanforderungen, haben in den letzten Jahren zu einer zunehmenden Produkt- und Prozesskomplexität in der Nutzfahrzeugindustrie geführt. Die Additive Fertigung (AF) wird als vielversprechende Lösung für die Herausforderungen der Nutzfahrzeugindustrie gesehen. Die AF ermöglicht beispielsweise die Entwicklung und Fertigung komplexer Bauteile und Baugruppen, welche mit konventionellen Fertigungsverfahren nur schwierig oder zu hohen Kosten hergestellt werden können. Für die Nutzfahrzeugindustrie ist daher die Ermittlung der Einsatzpotenziale der einzelnen additiven Fertigungstechnologien von großer Bedeutung. In diesem Aufsatz wird daher ein Konzept vorgestellt, welches die Einsatzpotenziale verschiedener additiver Fertigungstechnologien speziell für die Nutzfahrzeugindustrie ermittelt. Das Konzept basiert auf einer dreistufigen Bewertung: Vorfilter, technische Bewertung und wirtschaftliche Bewertung. In der ersten Phase Vorfilter wird die AF anhand von konkreten Merkmalen des Bauteils und seines Herstellungsprozesses mit der konventionellen Fertigung verglichen und ermittelt, ob die AF vorteilhaft zur Herstellung dieses konkreten Bauteils ist. In der zweiten Phase werden die ermittelten Vorteile konkretisiert und das additive Fertigungsverfahren ermittelt, welches am besten zur Herstellung des Bauteils geeignet ist. In der letzten Phase wird eine wirtschaftliche Bewertung durchgeführt, um die Herstellzeit und –kosten für das Bauteil zu ermitteln. Das Ergebnis dieser Bewertung ist das Einsatzpotenzial der AF zur Herstellung des konkreten Bauteils aus der Nutzfahrzeugindustrie und dient Nutzfahrzeugherstellern zur umfassenden Entscheidungsunterstützung.

Schlüsselwörter: Additive Fertigung, Nutzfahrzeugindustrie, Identifikation der Einsatzpotenziale.

1 Einleitung

Die additive Fertigung ist ein Übergriff für Fertigungsverfahren, bei denen durch schicht- oder elementweisen Auftrag von Material dreidimensionale Bauteile hergestellt werden [1]. Dieses Wirkprinzip ermöglicht die Fertigung komplexer Geometrien, welche mit konventionellen Fertigungsverfahren entweder nur mit hohem Aufwand

oder überhaupt nicht möglich sind. Die additive Fertigung bietet daher große Designfreiheit und ermöglicht verkürzte Entwicklungs- und Produktionsprozesse.

Bereits seit nahezu 30 Jahren werden additive Fertigungsverfahren unter dem Begriff Rapid Prototyping zur Verkürzung von Produktentwicklungsprozessen mittels schneller, einfacher und wirtschaftlicher Herstellung von Prototypenbauteilen eingesetzt. Die dabei hergestellten Prototypen dienen jedoch hauptsächlich als Design- und Funktionsmuster und erfüllen lediglich geringe technische Anforderungen [2]. In den letzten Jahren sind die additiven Fertigungsverfahren allerdings bedeutend weiterentwickelt worden, beispielsweise in Bezug auf Bauteilqualität, Wiederholgenauigkeit, Aufbaugeschwindigkeit und verfügbaren Materialien, sodass sie mittlerweile auch zur Herstellung von Funktionsbauteilen eingesetzt werden können [3].

Insbesondere für den Einsatz in der Nutzfahrzeugproduktion wird additiven Fertigungsverfahren hohes Potenzial zugeschrieben [4]. Unterschiedliche infrastrukturelle Rahmenbedingungen, gesetzliche Vorschriften sowie nutzungsspezifische Anforderungen in den einzelnen Absatzmärkten haben zu stark heterogenen Kundenanforderungen in der Nutzfahrzeugindustrie geführt. Nutzfahrzeughersteller haben darauf mit einem variantenreichen Produktportfolio reagiert [5]. Die Herstellung dieses Produktportfolios erfordert komplexe Prozessketten in den Entwicklungs- und Produktionsnetzwerken der Hersteller, deren Beherrschung für die Nutzfahrzeughersteller eine zentrale Herausforderung darstellt.

Der Einsatz der additiven Fertigung kann zur Bewältigung dieser Herausforderungen beitragen. Die große Designfreiheit der additiven Fertigung ermöglicht eine Integralbauweise, welche die Anzahl der notwendigen Bauteile in einer Baugruppe reduziert. Neben der Einsparung von Fertigungs- und Montageprozessen für einzelne Bauteile entfallen auch Logistikprozesse. Damit kann die additive Fertigung die Produkt- und Prozesskomplexität in der Nutzfahrzeugproduktion reduzieren.

Durch die bedeutende Weiterentwicklung der additiven Fertigung in den letzten Jahren ergeben sich zunehmend Einsatzmöglichkeiten, sodass Unternehmen gezielt danach suchen [6]. Es ist für Unternehmen daher wichtig, bauteilspezifisch die technischen und wirtschaftlichen Potenziale der additiven Fertigung präzise aufgezeigt zu bekommen. Dies unterstützt Unternehmen bei der Auswahl geeigneter Bauteile zur Erprobung der additiven Fertigung und hilft bei der Gewinnung von Erkenntnissen bezüglich der additiven Fertigung. Ziel dieses Beitrags ist es daher ein Konzept zu entwickeln, welches Nutzfahrzeughersteller und ihre Zulieferer befähigt, bauteilspezifisch die Einsatzpotenziale der additiven Fertigung aus technischer und wirtschaftlicher Sicht zu identifizieren, um sie bei dem systematischen Prozess der Entscheidungsfindung hinsichtlich einer additiven Fertigung zu unterstützen.

2 Konzept zur Ermittlung der Einsatzpotenziale der additiven Fertigung in der Nutzfahrzeugproduktion

2.1 Rahmenkonzept

Ziel des Konzepts ist die Ermittlung der technischen und wirtschaftlichen Einsatzpotenziale der additiven Fertigung in der Nutzfahrzeugproduktion. In dem Konzept wird dies in Form einer dreiphasigen Bewertung durchgeführt, welche in der Abb. 1 dargestellt ist. In der Bewertungsphase Vorfilter dient die konventionelle Fertigung als Vergleich und ermöglicht eine Aussage zur Vorteilhaftigkeit der additiven Fertigung gegenüber der konventionellen Fertigung. Da die additive Fertigung lediglich ein Überbegriff für verschiedene additive Fertigungsverfahren ist, wird im Weiteren die Vorteilhaftigkeit konkreter additiver Fertigungsverfahren bestimmt. In der Bewertungsphase Technische Bewertung werden verschiedene additive Fertigungsverfahren bauteilspezifisch anhand technischer Kriterien miteinander verglichen, um das jeweilige Einsatzpotenzial zu bestimmen. Da sich die Fertigungsanlagen eines additiven Fertigungsverfahrens hinsichtlich wirtschaftlicher Kriterien deutlich voneinander unterscheiden, wird zur Bestimmung der wirtschaftlichen Potenziale der additiven Fertigung in der Bewertungsphase Wirtschaftliche Bewertung eine wirtschaftliche Betrachtung einzelner additiver Fertigungsanlagen vorgenommen.

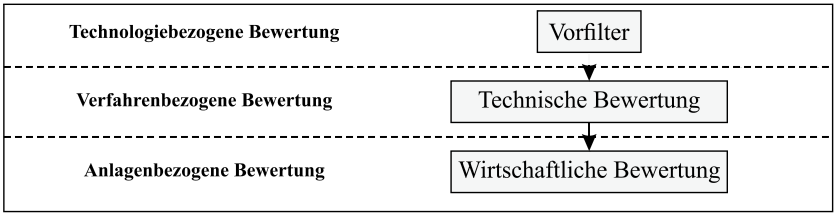


Abb. 1. Drei Phasen des Bewertungskonzepts.

Die Ermittlung der Einsatzpotenziale additiver Fertigungsverfahren in den Bewertungsphasen Vorfilter und Technische Bewertung basiert auf der Nutzwertanalyse. Dafür werden zunächst für beide Bewertungsphasen Kriterien entwickelt, die anschließend anhand ihrer Bedeutung für die jeweilige Bewertungsphase gewichtet werden. Im nächsten Schritt werden für die Kriterien Ausprägungen erarbeitet und diesen Ausprägungen Bewertungspunkte zugewiesen. Das Einsatzpotenzial bestimmt sich anhand der gewichteten Summe der Bewertungspunkte. In der Bewertungsphase Wirtschaftliche Bewertung wird das Einsatzpotenzial über die Herstellkosten und die Herstelldauer ausgedrückt. Das entwickelte Konzept zur Ermittlung der Einsatzpotenziale der additiven Fertigung wird im folgenden Kapitel detailliert erläutert.

2.2 Konzeptbeschreibung

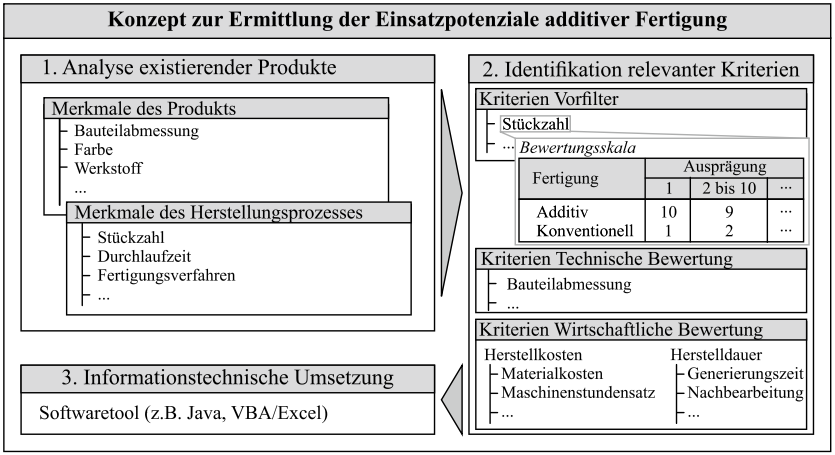


Abb. 2. Konzept zur Ermittlung der Einsatzpotenziale der additiven Fertigung.

Das entwickelte Konzept zur Ermittlung der Einsatzpotenziale der additiven Fertigung besteht aus drei Konzeptabschnitten, welche in Abb. 2 visualisiert sind.

Im ersten Konzeptabschnitt gilt es Bauteile aus der Nutzfahrzeugindustrie zu analysieren. Dabei werden Merkmale des Produkts selbst wie auch seines Herstellungsprozesses aufgenommen. Unter Merkmalen eines Produkts sind Eigenschaften zur Beschreibung des Produkts als ein materielles Erzeugnis zu verstehen. Dies umfasst beispielsweise die Bauteilabmessung, Farbe, Werkstoff und Struktur. Die Merkmale des Herstellungsprozesses sind Informationen, die das Produktionsprogramm des Produkts beschreiben, z.B. Stückzahl, Durchlaufzeit und Fertigungsverfahren.

Der zweite Konzeptabschnitt ist in drei Schritte untergliedert: Kriterienentwicklung, Entwicklung von Kriterienausprägungen und Entwicklung wirtschaftlicher Bewertungsmodelle. Im ersten Schritt werden aus der Gesamtheit der nutzfahrzeugspezifischen Merkmale von Bauteilen und deren Herstellungsprozessen relevante Kriterien zur Bewertung der additiven Fertigung identifiziert. Dies erfolgt vor dem Hintergrund zweier Fragestellungen:

- Kann das Kriterium zur Abgrenzung der additiven Fertigung von der konventionellen Fertigung in der Nutzfahrzeugproduktion verwendet werden?
- Kann das Kriterium zur technischen Abgrenzung additiver Fertigungsverfahren untereinander in der Nutzfahrzeugproduktion verwendet werden?

Ein Merkmal kann sowohl für eine, für beide sowie für keine der Fragestellungen relevant sein. Im letzteren Fall ist das Merkmal des Bauteils zur Bewertung der additiven Fertigung irrelevant und wird verworfen. Die Kriterien zur Abgrenzung der additiven von der konventionellen Fertigung werden bei der Bewertungsphase Vorfilter und die technischen Kriterien zur Abgrenzung additiver Fertigungsverfahren untereinander bei

der Bewertungsphase Technische Bewertung berücksichtigt. Um die technischen Kriterien bestimmen zu können, ist zunächst festzulegen, welche additiven Fertigungsverfahren bei der Bewertung berücksichtigt werden sollen. Im Rahmen des Bewertungskonzepts wurden additive Fertigungsverfahren für Metall fokussiert und die Verfahren Selective Laser Melting (SLM), Laserauftragschweißen (LAS) und Metall-Pulver-Auftrag (MPA) berücksichtigt. Die Bewertungsphase Wirtschaftliche Bewertung wird durch die beiden Kriterien „Herstelldauer" und „Herstellkosten" gebildet. Für diese Bewertungsphase ist festzulegen, welche additiven Fertigungsanlagen bei der Bewertung berücksichtigt werden sollen.
Als Vorfilterkriterien wurden beispielsweise die Kriterien „Durchlaufzeit" und „Hinterschneidung" identifiziert. Lange Durchlaufzeiten bei einer konventionellen Fertigung sind oftmals das Resultat von langen Liegezeiten vor Bearbeitungsstationen. Die additive Fertigung bietet das Potenzial verschiedene Fertigungsverfahren zu substituieren und damit die Durchlaufzeit zu reduzieren. Hinterschneidungen an Bauteilen erfordern bei einer gießtechnischen Fertigung aufwendige Gussformen mit verlorenen Kernen oder Schiebern. Bei einer fräsenden Bearbeitung erfordern Hinterschneidungen eine 5-Achsfräsanlage sowie aufwendige Frässtrategien. Durch den schichtweisen Aufbau des Bauteils bei der additiven Fertigung sind Hinterschneidungen problemlos möglich. Beide Kriterien zeigen die Potenziale der additiven Fertigung auf und eignen sich deshalb als Vorfilterkriterien zu Abgrenzung der additiven Fertigung von der konventionellen Fertigung. Eine Beschreibung aller Kriterien der drei Bewertungsstufen erfolgt in Kapitel 2.3.

Bei der Technischen Bewertung wurden unter anderem die Kriterien „Rotationssymmetrie" und „Funktionsflächen" identifiziert. Rotationssymmetrische Bauteile haben bei dem LAS- und MPA-Verfahren den Vorteil, dass durch den gleichmäßigen Wärmeeintrag ein homogenerer Spannungszustand im Bauteil auftritt. Auf das SLM-Verfahren hingegen hat die Rotationssymmetrie von Bauteilen weder positive noch negative Auswirkungen. Funktionsflächen sind Bereiche des Bauteils, die besonders hohe Anforderungen bezüglich der Oberfläche sowie der Lage- und Formtoleranzen besitzen. Mit dem LAS- und MPA-Verfahren können diese Anforderungen nicht direkt beim Materialauftrag erfüllt werden. Allerdings können diese Funktionsflächen durch die integrierte Fräsbearbeitung bei diesen Verfahren mit wenig Aufwand hergestellt werden. Die Funktionsflächen beim SLM-Verfahren können auch nur mittels Nachbearbeitung hergestellt werden. Dafür muss jedoch das Bauteil aus der additiven Fertigungsanlage entnommen, eingespannt, vermessen, nachbearbeitet und gegebenenfalls umgespannt werden. Dies ist mit erheblichem Aufwand verbunden. Beide Kriterien ermöglichen daher eine Abgrenzung additiver Fertigungsverfahren untereinander und eignen sich als Kriterien zur Technischen Bewertung.

Im zweiten Schritt gilt es für die Kriterien der Bewertungsphasen Vorfilter und Technische Bewertung relevante Ausprägungen unter Berücksichtigung der Rahmenbedingungen in der Nutzfahrzeugproduktion zu ermitteln. Dabei ist sicherzustellen, dass die Ausprägungen eine Abgrenzung zwischen additiver und konventioneller Fertigung beziehungsweise zwischen verschiedenen additiven Fertigungsverfahren ermöglichen. Die Ausprägungen der einzelnen Kriterien besitzen allerdings unterschied-

liche Einheiten und lassen sich daher nicht direkt miteinander vergleichen. Für die Bewertung der Alternativen in den Bewertungsphasen Vorfilter und Technische Bewertung ist jedoch eine Aggregation der Bewertung der Kriterien notwendig. Deshalb werden für die jeweiligen Alternativen der Bewertungsphasen Vorfilter und Technische Bewertung über alle Kriterien und Ausprägungen Bewertungszahlen auf einer Skala von eins bis zehn vergeben. Die Bewertungszahl spiegelt dabei das Ausmaß der Eignung der Alternative zur Fertigung des bewerteten Bauteils unter der entsprechenden Ausprägung des Kriteriums wider. Eine Bewertungszahl von zehn bedeutet, dass die Alternative im hohen Maße zur Fertigung des Bauteils geeignet ist. Allerdings ist es nicht notwendig für alle Kriterien die gesamte Bewertungsskala auszuschöpfen, sondern es ist auf eine konsistente Vergabe der Bewertungspunkte über alle Kriterien zu achten. Für das Kriterium „Materialverlust" aus dem Vorfilter wurden beispielsweise die Ausprägungen <30%, 30% - 50%, 50% - 75% und >75% vergeben. Bei einem hohen Materialverlust ist die Alternative additiver Fertigung sehr geeignet zur Herstellung des Bauteils. Daher werden für diese Kombination zehn Bewertungspunkte vergeben.

Im dritten Schritt wird für die beiden Kriterien „Herstelldauer" und „Herstellkosten" der Bewertungsphase Wirtschaftliche Bewertung ein Modell zur Ermittlung der jeweiligen Werte auf der Ebene einzelner Anlagen entwickelt. Dafür sind relevante Einflussfaktoren auf die beiden Kriterien zu identifizieren und die Abhängigkeiten zu ermitteln. Im Rahmen des Konzepts wurden beispielsweise die Maschinen-, Material-, Strom-, Schutzgas- und Personalkosten als Haupteinflussfaktoren auf die Herstellkosten identifiziert, welche wiederum vielfältige Einflussfaktoren besitzen.

Im dritten Konzeptabschnitt erfolgt die softwaretechnische Umsetzung. Dafür werden für die Bewertungsphasen Vorfilter und Technische Bewertung alle Kriterien, Ausprägungen und Bewertungszahlen in einer Datenbank hinterlegt. Auch wird ein Makroprogramm entwickelt, welches den Bewertungsalgorithmus und den Algorithmus zur Realisierung der Funktionen der Bedienoberfläche enthält. Für die Bewertungsphase Wirtschaftliche Bewertung werden die Modelle zur Ermittlung der beiden wirtschaftlichen Kriterien „Herstelldauer" und „Herstellkosten" integriert. Weiterhin wird ein Eingabeportal der Daten sowie eine grafische Aufbereitung und Rückführung der Ergebnisse der Ermittlung der Einsatzpotenziale der additiven Fertigung entwickelt und implementiert. Im Rahmen dieses Beitrags wurde dies mittels Visual Basic for Application (VBA) in einem Tool in Excel umgesetzt. Nach dem Abschluss der dritten Bewertungsphase steht damit ein Softwaretool zur bauteilspezifischen Ermittlung der technischen und wirtschaftlichen Einsatzpotenziale der additiven Fertigung bereit. Es unterstützt Nutzfahrzeughersteller und Lieferanten bei dem systematischen Prozess der Entscheidungsfindung bezüglich einer additiven Fertigung.

Die Anwendung des Softwaretools ist in drei Schritte untergliedert. Der erste Schritt beinhaltet die Auswahl eines Bauteils, für welches die Einsatzpotenziale der additiven Fertigung ermittelt werden soll. Im zweiten Schritt werden die jeweiligen Ausprägungen des konkreten Bauteils für alle Kriterien in das Bewertungstool eingegeben. Das Softwaretool nimmt einen Abgleich der vorliegenden Ausprägungen mit den Ausprägungen in der Datenbank vor und ermittelt bauteilspezifisch die technischen und wirtschaftlichen Einsatzpotenziale. Der dritte Schritt ist eine übersichtliche Darstellung der

technischen und wirtschaftlichen Einsatzpotenziale der additiven Fertigung für das konkrete bewertete Bauteil.

2.3 Identifizierte Bewertungskriterien

In Tabelle 1 sind die anhand der untersuchten Bauteilen aus der Nutzfahrzeugindustrie ermittelten Bewertungskriterien aufgelistet. Sie ermöglichen die Identifizierung der Einsatzpotenziale der additiven Fertigung für ein konkretes Bauteil.

Tabelle 1. Ermittelte Bewertungskriterien.

Bewertungskriterien für das Validierungsbeispiel		
Vorfilter	**Technische Bewertung**	**Wirtschaftliche Bewertung**
• Stückzahl • Bauteilabmessung • Anzahl Fertigungsverfahren • Durchlaufzeit • Hinterschneidung • Betriebsmittelkosten • Materialverlust	• Supportstruktur • Funktionsflächen • Rotationssymmetrie • Bauteilabmessung • Anforderung an Oberflächenrauheit • Anzahl der Innen-/Außengewinde	• Herstellzeit • Herstellkosten

Kriterien für die Bewertungsphase Vorfilter. In der Bewertungsphase Vorfilter wird ein Vergleich zwischen additiver und konventioneller Fertigung vorgenommen, um die am besten geeignete Technologie zu ermitteln. Dazu dienen folgende sieben Kriterien:

- *Stückzahl* beschreibt die zu erwartende Herstellungsmenge in Stück des bewerteten Bauteils pro Jahr.
- *Bauteilabmessung* ist die grobe Abmessung (Länge, Breite und Höhe) des Bauteils.
- *Anzahl Fertigungsverfahren* gibt die Anzahl der unterschiedlichen Fertigungsverfahren bei der Bauteilfertigung mittels konventionellen Verfahren nach der Norm DIN 8580 [7] an.
- *Durchlaufzeit* ist die Zeitspanne von Beginn der Bearbeitung bis zur Fertigstellung des Bauteils.
- *Hinterschneidungen* sind Bereiche am Bauteil, die hauptsächlich bei einer gießtechnischen Herstellung des letzten Bearbeitungsschrittes aber auch bei einer fräsenden Bearbeitung Schwierigkeiten bereiten.
- *Betriebsmittelkosten* sind die monetären Abschreibungen auf Maschinen und Werkzeuge zur Fertigung des Bauteils.
- *Materialverlust* ist der Anteil des Ausgangskörpers, der bei der Herstellung des Bauteils in Späne umgesetzt wird.

Wird in der Bewertungsphase Vorfilter die konventionelle gegenüber der additiven Fertigung für das konkrete Bauteil als geeignetere Technologie ermittelt, so wird die Bewertung in der Bewertungsphase Vorfilter abgebrochen.

Kriterien für die Bewertungsphase Technische Bewertung. In der Bewertungsphase Technische Bewertung wird ein Vergleich zwischen verschiedenen additiven Fertigungsverfahren vorgenommen, um das am besten geeignete Verfahren zu ermitteln. Die in diesem Konzept berücksichtigten additiven Fertigungsverfahren sind das Selective Laser Melting (SLM), Laserauftragschweißen (LAS) sowie der Metall-Pulver-Auftrag (MPA). Für diese Bewertungsphase sind folgende sechs Kriterien zu beachten:

- *Supportstruktur:* Bei diesem Kriterium wird der Umfang an Supportstruktur bewertet werden, welcher zur Abstützung von überhängenden Bereichen sowie zur Anbindung des zu bewertenden Bauteils an die Bauplattform bei einer Fertigung mit dem SLM-Verfahren notwendig ist.
- *Funktionsflächen:* Bei diesem Kriterium wird der Anteil der Funktionsfläche in Bezug zur gesamten Oberfläche des Bauteils gesetzt.
- *Rotationssymmetrie:* Dieses Kriterium bewertet die Rotationssymmetrie des Bauteils.
- *Bauteilabmessung:* Dieses Kriterium bewertet die grobe Abmessung (Länge, Breite und Höhe) des Bauteils.
- *Anforderung an Oberflächenrauheit:* Bei diesem Kriterium soll eine Einschätzung zur geforderten Oberflächenrauheit des Bauteils abgegeben werden für Bereiche, wo keine Nachbearbeitung vorgesehen ist. Beim LAS- und MPA-Verfahren sind damit Bereiche gemeint, wo keine fräsende Bearbeitung mit den integrierten Werkzeugen erfolgt.
- *Anzahl der Innen-/Außengewinde:* Das Kriterium bewertet die Anzahl der Innen- und Außengewinde am Bauteil.

Durch die technische Bewertung werden drei additive Fertigungsverfahren SLM, MPA und LAS im Hinblick auf die Herstellung des konkreten Bauteils priorisiert. Das Verfahren mit der höchsten Bewertungspunktzahl wird empfohlen.

Kriterien für die Bewertungsphase Wirtschaftliche Bewertung. In der Bewertungsphase Wirtschaftliche Bewertung werden die Herstelldauer und –kosten des konkreten Bauteils für die berücksichtigten Anlagen ermittelt. Die beiden Kriterien sind wie folgt definiert:

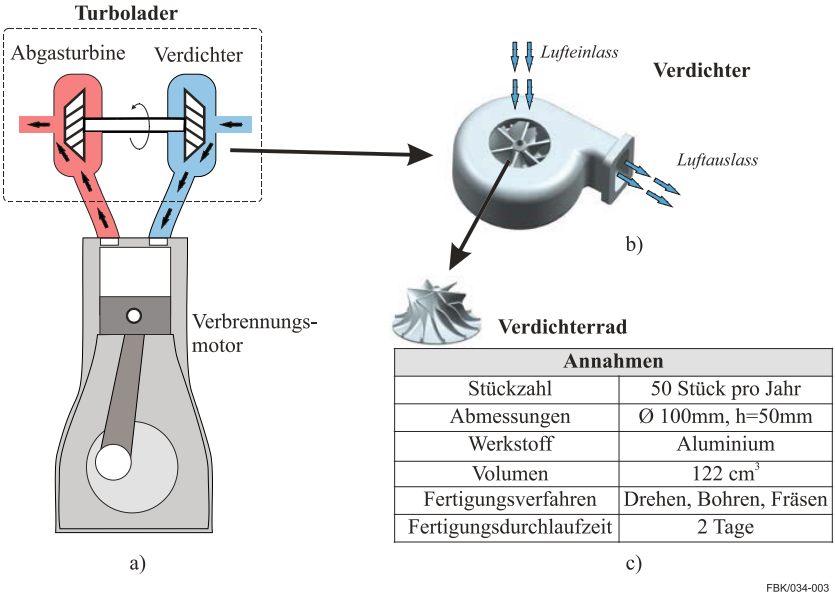
- *Herstelldauer* ist die Dauer vom Beginn des Rüstvorgangs der additiven Fertigungsanlage bis zur Entnahme des Bauteils aus der Anlage. Beim SLM-Verfahren ist die Nacharbeit außerhalb der additiven Fertigungsanlage nicht berücksichtigt.
- *Herstellkosten* beinhalten die Maschinenkosten der additiven Fertigungsanlage, Materialkosten, Stromkosten und Schutzgaskosten der Anlage sowie ist Personalkosten zum Rüsten und Bedienen der Anlage.

Die Ermittlung der Herstelldauer und –kosten bei einer additiven Fertigung des Bauteils mit verschiedenen additiven Fertigungsanlagen erlaubt einen Vergleich zur konventionellen Fertigung des Bauteils.

3 Validierung des Konzepts anhand eines Bauteils der Nutzfahrzeugindustrie

3.1 Verdichterrad eines Turboladers als Validierungsbauteil

Ein Turbolader ist eine kritische Baugruppe eines Verbrennungsmotors in der Nutzfahrzeugindustrie und besteht hauptsächlich aus zwei Funktionsmodulen, Abgasturbine und Verdichter [8]. In der Abgasturbine wird ein Turbinenrad durch Abgase aus den Zylindern des Motors nach einem Arbeitszyklus angetrieben, um die kinematische Energie der Abgase zu sammeln. Durch eine Kopplungswelle wird ein Verdichterrad im Verdichter zur Ansaugung der Luft abgetrieben. Dadurch wird der Luftdurchsatz im Kolbenzylinder für den nächsten Arbeitszyklus erhöht, was wiederum die Leistung des Motors erhöht. Die Funktionsweise des Turboladers wird in der Abb. 3a schematisch dargestellt. Das Kernbauteil eines Verdichters ist das Verdichterrad, bei welchem die Luft in axialer Richtung einströmt und anschließend verdichtet radial austritt (siehe Abb. 3b). Bei der Herstellung des Verdichterrads mit der konventionellen Fertigung wird das zylinderförmige Halbzeug zunächst abgedreht und mittels Bohren mit einem Durchgang versehen. Die Schaufeln werden dann auf einer 5-Achsfräsmaschine gefertigt. Das Verdichterrad beziehungsweise die dafür angenommenen Produktionsrandbedingungen für die Validierung des entwickelten Konzepts sind in Abb. 3c aufgelistet.



Annahmen	
Stückzahl	50 Stück pro Jahr
Abmessungen	Ø 100mm, h=50mm
Werkstoff	Aluminium
Volumen	122 cm^3
Fertigungsverfahren	Drehen, Bohren, Fräsen
Fertigungsdurchlaufzeit	2 Tage

c)

FBK/034-003

Abb. 3. a). Schematische Funktionsweise eines Turboladers; b). CAD-Model eines Verdichters; c). Annahmen der Produktionsrandbedingung für ein Verdichterrad als Validierungsbauteil.

3.2 Ergebnisse

Ergebnisse für die Bewertungsphase Vorfilter. Anhand der Annahmen für die Herstellung des Verdichterrads (siehe Abb. 3c) wird die additive Fertigung gegenüber der konventionellen Fertigung als geeignetere Technologie zur Herstellung des Verdichterrads ermittelt. Vor dem Hintergrund der niedrigen Fixkosten bei einer additiven Fertigung ist eine additive Fertigung bei der geringen Stückzahl der Verdichterräder wirtschaftlicher. Bei einer konventionellen Fertigung fallen in der Regel hoch Fixkosten an, die bei kleinen Stückzahlen zu hohen fixen Stückkosten führen. Bauteile mit der Größe des Verdichterrads können mit additiven sowie konventionellen Fertigungsverfahren gleichgut gefertigt werden. Zur konventionellen Fertigung des Verdichterrads sind drei verschiedene Fertigungsverfahren notwendig. Durch eine additive Fertigung ergeben sich hierbei Vorteile. Auch die Durchlaufzeit kann durch eine additive Fertigung reduziert werden. Die kleinen Hinterschneidungen erfordern eine Bearbeitung auf einer 5-Achsfräsanlage mit einer aufwendigen Frässtrategie. Dies entfällt bei der additiven Fertigung vereinfachen. Die 5-Achsfräsanlage weist weiterhin einen hohen Maschinenstundensatz auf, der aufgrund der langen Bearbeitungszeit eines Verdichterrads zu hohen Betriebsmittelkosten führt. Durch die additive Fertigung besteht ein Kostensenkungspotenzial. Des Weiteren ist bei einer konventionellen Fertigung des Verdichterrads das Verhältnis des Volumens von Ausgangskörper zum finalen Bauteil sehr gering. Mithilfe der additiven Fertigung kann deutlich konturnaher gefertigt werden, was als Vorteil angesehen wird. Zusammenfassend lässt sich in der Bewertungsphase Vorfilter festhalten, dass für das konkrete Verdichterrad unter den angenommenen Produktionsrandbedingungen die additive Fertigung besser geeignet ist als die konventionelle Fertigung des Bauteils.

Tabelle 2. Ergebnisse der Bewertungsphase Vorfilter.

Kriterium	Ausprägung	Bewertungspunkt	
		Konventionell	Additiv
Stückzahl	11 bis 100	3	8
Bauteilabmessung	100x100x100	8	8
Anzahl Fertigungsverfahren	3	8	10
Durchlaufzeit	2 Tage	8	10
Hinterschneidung	kleine	8	10
Betriebsmittelkosten	hoch	6	10
Materialverlust	> 75%	6	10
	Summe	47	66

Ergebnisse für die Bewertungsphase Technische Bewertung. Das Ergebnis dieser Bewertungsphase zeigt, dass das SLM-Verfahren am besten zur Fertigung des Verdichterrads geeignet ist. Allerdings ist das LAS-Verfahren nicht viel schlechter geeignet, was sich in dem geringen Punkteabstand zeigt. Für die Fertigung des Verdichterrads mit dem SLM-Verfahren ist eine Abstützung der überhängenden Flügel mit Supportstruktur notwendig, was ein Nachteil des Verfahrens ist. Das LAS- sowie das MPA-Verfahren benötigten keine solche Supportstruktur. Ein Großteil der Oberfläche des Verdichterrads ist Funktionsfläche, die nicht direkt additiv gefertigt werden kann, sondern Nachbearbeitung bedarf. Das LAS- und MPA-Verfahren haben eine spanende Bearbeitung in der jeweiligen Anlage integriert, daher lassen sich die Funktionsflächen mit kleinem Aufwand erzeugen. Beim SLM-Verfahren ist das Bauteil auf einer externen Anlage nachzubearbeiten, was zusätzlichen Aufwand erfordert. Aufgrund der Rotationssymmetrie des Verdichterrads erfolgt ein gleichmäßiger Wärmeeintrag ins Bauteil bei der Fertigung mit dem LAS- und MPA-Verfahren, welcher zu einem homogenen Spannungszustand führt. Damit haben die beiden Verfahren keinen Nachteil gegenüber dem SLM-Verfahren. Für große Bauteile sind das LAS- und MPA-Verfahren aufgrund ihrer hohen Aufbaurate deutlich besser geeignet als das SLM-Verfahren. Bei kleinen Bauteilen hingegen stoßen das LAS- und MPA-Verfahren aufgrund ihres Pulverdüse-Prinzips an ihre technische Grenze. Der Materialauftrag erfolgt weniger fein, sodass mehr fräsend nachbearbeitet werden muss. Aufgrund der geringen Abmessung eignet sich das SLM-Verfahren besser zur Herstellung des Verdichterrads. Bereiche des Bauteils, für die keine Nachbearbeitung vorgesehen ist, können mit dem SLM-Verfahren mit einer deutlich besseren Oberflächengüte gefertigt werden, als es mit dem LAS- oder MPA-Verfahren möglich ist. Daher ist bei mittleren oder hohen Anforderungen an die Güte der unbearbeiteten Oberflächen insbesondere das SLM-Verfahren zu bevorzugen. Zu bedenken ist allerdings, dass beim LAS- und MPA-Verfahren durch die integrierte Fräsbearbeitung mit vertretbarem Aufwand die Oberfläche nachbearbeitet werden kann, weshalb das LAS- und MPA-Verfahren nur mit einer geringen Abwertung belegt wurden. Mit additiven Fertigungsverfahren lassen sich Innen- oder Außengewinde nicht direkt fertigen. Beim SLM-Verfahren können die Gewindegänge aufgrund der Überhänge nicht sauber gefertigt werden und das LAS- und MPA-Verfahren arbeitet nicht fein genug. Allerdings können Gewinde bei den letzteren beiden aufgrund der integrierten Nachbearbeitung mit geringem Aufwand nachbearbeitet werden. Da das Verdichterrad jedoch keine Gewinde besitzt, wurde keine Abwertung für das SLM-Verfahren vorgenommen.

Tabelle 3. Ergebnisse der Bewertungsphase Technische Bewertung.

Kriterium	Ausprägung	Bewertungspunkt		
		SLM	LAS	MPA
Supportstruktur	wenig	8	10	10
Funktionsflächen	viele	8	10	10
Rotationssymmetrie	ja	10	10	10
Bauteilabmessung	100x100x100	9	6	4
Anforderung an Oberflächenrauheit	hoch	9	7	7
Anzahl der Innen-/Außengewinde	0	10	10	10
	Summe	54	53	51

Ergebnisse der Bewertungsphase Wirtschaftliche Bewertung. Anlagenhersteller geben ihre Anlagen für bestimmte Werkstoffe frei. Dies bedeutet, dass unter Verwendung des vorgegebenen Pulvers und unter Einsatz des vom Hersteller entwickelten Parametersatzes Bauteile in guter Qualität hergestellt werden können. Der Werkstoff Aluminium, aus dem das Verdichterrad besteht, ist für die MPA-Anlage der Firma Hermle und für die LAS-Anlage Lasertec 65 3D der Firma DMG Mori nicht freigegeben. Dies bedeutet allerdings nicht, dass der Werkstoff Aluminium auf den LAS- oder MPA-Anlagen nicht verarbeitet werden kann. Vielmehr kann der Nutzer selbst ein geeignetes Pulver und dazu passende Parametersätze mittels eigener Untersuchungen ermitteln. Dies ist allerdings ein sehr aufwendiger Prozess, der nur in Ausnahmefällen zu empfehlen ist. Mit dem Softwaretool können in diesem Fall die Herstelldauer sowie –kosten nicht ermittelt werden, da keine Informationen beispielsweise zur erreichbaren Aufbauraten oder Pulverpreisen vorliegen. Aufgrund der Tatsache, dass das SLM-Verfahren zur Fertigung des Verdichterrads in der Bewertungsphase Technische Bewertung am besten bewertet wurde, ist eine eigene Ermittlung geeigneter Parametersätze für einen Aluminiumwerkstoff für die LAS- und MPA-Anlagen nicht zu empfehlen.

Mithilfe der Ergebnisse dieser Bewertungsphase lässt sich ein Vergleich zur konventionellen Fertigung des Verdichterrads vornehmen und dadurch die wirtschaftlichen Potenziale einer additiven Fertigung auf einer konkreten additiven Fertigungsanlage bestimmen. Bezüglich der Herstellkosten liegen die drei SLM-Anlagen dicht beieinander. Die großen Anlagen ConceptLaser X Line 2000R und EOS M 400-4 arbeiten deutlich schneller als die kleine Anlage EOS M 290.

Tabelle 4. Ergebnisse der Bewertungsphase Wirtschaftliche Bewertung.

Verfahren	Anlagen	Werkstoff	Parametersatz	Herstelldauer [h]	Herstellkosten [€/Stück]	Herstellkosten [€/cm³]
MPA	Hermle	×				
LAS	Lasertec 65 3D	×				
SLM	CL X Line 2000R	✓	Standard	3,49	281,23	2,31
	EOS M 290	✓	Speed 1.0	7,05	294,21	2,41
	EOS M 400-4	✓	Speed 1.0	3,58	271,12	2,22
×: der Werkstoff ist nicht vom Anlagenhersteller freigegeben ✓: der Werkstoff ist vom Anlagenhersteller freigegeben						

4 Fazit

In dem vorliegenden Beitrag wurde ein Konzept zur Ermittlung der Einsatzpotenziale der additiven Fertigung in der Nutzfahrzeugproduktion vorgestellt. Es ermöglicht die technischen und wirtschaftlichen Einsatzpotenziale der additiven Fertigung für konkrete Bauteile der Nutzfahrzeugproduktion anschaulich über eine Bewertung in den drei Phasen Vorfilter, Technische Bewertung und Wirtschaftliche Bewertung zu identifizieren. Somit unterstützt das Konzept Nutzfahrzeughersteller und Zulieferer bei dem systematischen Prozess der Entscheidungsfindung hinsichtlich einer additiven Fertigung. Die softwaretechnische Umsetzung des Konzepts in ein Tool macht die Ermittlung der Einsatzpotenziale zudem sehr einfach und ermöglicht auch Nutzern mit geringem Vorwissen bezüglich der additiven Fertigung die Durchführung der Bewertung. Weiterhin ist das Bewertungskonzept flexibel und erlaubt die Anpassung an die individuellen Gegebenheiten des Unternehmens. Das Bewertungstool erlaubt zudem Anpassungen und Erweiterungen. Das Hinzufügen der weiteren additiven Fertigungsverfahren oder neuer additiver Fertigungsanlagen ist ohne Probleme möglich. Auch können die hinterlegten Bewertungspunkte schnell und einfach angepasst werden.

Anzumerken ist allerdings auch, dass es sich um eine subjektive Bewertung handelt. In den Bewertungskriterien, -ausprägungen und –skalen spiegelt sich in einem hohen Maße die Erfahrung, das Wissen und die Einschätzung der Personen wider, die das Konzept erstellen. Bei der Erstellung des Bewertungskonzepts ist dementsprechend ein fundiertes Wissen bezüglich der additiven Fertigung notwendig.

Abschließend ist festzuhalten, dass das Bewertungskonzept keine umfassende detaillierte technische und wirtschaftliche Untersuchung des Bauteils hinsichtlich einer additiven Fertigung ersetzt, es unterstützt allerdings Nutzfahrzeughersteller und Zulieferer beim ersten Schritt hin zum Einsatz der additiven Fertigung in ihrer Produktion.

References

1. VDI e.V.: VDI 3405 Additive Fertigungsverfahren - Grundlagen, Begriffe, Verfahrensbeschreibungen. Beuth Verlag, Berlin (2014).
2. Schmid, M.: Additive Fertigung mit Selektivem Lasersintern (SLS). Springer Fachmedien, Wiesbaden (2015).
3. Gibson, I., Rosen, D., Stucker, B.: Additive Manufacturing Technologies. Springer, New York (2015).
4. Burkhart, M., Aurich, J. C.: Framework to Predict the Environmental Impact of Additive Manufacturing in the Life Cycle of a Commercial Vehicle. In: 22nd CIRP conference on Life Cycle Engineering, pp. 408–413. Elsevier, Amsterdam (2015).
5. Lehmann, F. H., Grzegorski, A.: Anlaufmanagement in der Nutzfahrzeugindustrie am Beispiel Daimler Trucks. In: Schuh, G., Stölzle, W., Straube, F. (Hg.): Anlaufmanagement in der Automobilindustrie erfolgreich umsetzen - Ein Leitfaden für die Praxis, pp. 81–90. Springer, Berlin, Heidelberg (2008).
6. Gräßler, I., Taplick, P., Yang, X.: Thinking ahead the Future of Additive Manufacturing-Seizing Opportunities for Business. Paderborn (2016).
7. DIN e.V.: DIN 8580 Fertigungsverfahren Begriffe, Einteilung. Beuth Verlag, Berlin (2003).
8. Pucher, H., Zinner, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren - Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen. Springer, Berlin, Heidelberg (2012).

Danksagung
Dieser Beitrag ist mit finanzieller Unterstützung aus dem Fonds für Regionale Entwicklung (EFRE) der Europäischen Union (EU) sowie dem Commerical Vehicle Cluster (CVC) Südwest entstanden.

Safety, Reliability and Durability

Cloudbased Usage-Validation of customer-trailers in field trials

Reiner Moog[1], Andre Brand[1], Jan-Philipp Kobler[1]

[1] BPW Bergische Achsen KG
Ohlerhammer, 51674 Wiehl, Deutschland

www.bpw.de

Abstract
A low-cost measurement system based on in-house trailer telematics has been developed for worldwide field trials with customer trailers for the approval of newly developed running gear components. The data and events generated by the system with the lowest possible effort on sensor technology provide the maximum possible information content with respect to driving manoeuvres as well as their frequencies and characteristics.
The event-triggered and continuously transmitted time series enable maximum variability with regard to out-of-the-box big-data analyses using any desired signal correlations or calculations.
The data is automatically evaluated and displayed in the form of characteristic values, diagrams, etc., with the software enabling the production of user-friendly evaluations that can be customised according to need.
The focus of the initial field trial lies on validating the use of the customer trailers with regard to the area of use, market share, distance travelled, with the aim of planning future field trials in great detail and thus reducing the required duration of the field trial and in turn the product-time-to-market of components currently under development.

Keywords: Mini Blackbox, Big Data, IoT, Field Trial.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_21

Cloudbasierte Kundennutzungs-Validierung von Trailern im Feldversuch

Reiner Moog[1], Andre Brand[1], Jan-Philipp Kobler[1]

[1] BPW Bergische Achsen KG, Ohlerhammer, 51674 Wiehl, Deutschland

www.bpw.de

Kurzfassung.
Für weltweite Feldversuche mit Kundentrailern zur Freigabe neu entwickelter Fahrwerkskomponenten wurde bei BPW auf Basis der hauseigenen Trailer-Telematik ein Low-Cost-Messsystem entwickelt, im Folgenden "Mini-Blackbox" genannt. Dessen mit minimalem Sensorik-Aufwand generierte Daten und Ereignisse liefern den maximal möglichen Informationsgehalt bezüglich Kundennutzung im Hinblick auf Fahrmanöver sowie deren Häufigkeit und Ausprägung.

Die ereignis-getriggerten sowie permanent übertragenen Zeitreihen ermöglichen maximale Flexibilität im Hinblick auf Out-of-the-Box-Big-Data-Analysen durch beliebige Signal-Korrelationen bzw. – Verrechnungen.

Kernstück des Systems ist dabei eine cloudbasiert IoT-Plattform mit Cold-Warm-und Hot-Storage-Struktur, die je nach Benutzeranforderung die Daten vorhält bzw. bereitstellt. Die Daten werden automatisiert ausgewertet und in Form von Kennwerten, Diagrammen usw. dargestellt, wobei die ebenfalls cloudbasierte Software benutzerfreundliche sowie bedarfsgerecht zusammenstellbare Auswertungen ermöglicht.

Der Schwerpunkt des initialen Feldversuches liegt auf der Einsatzvalidierung der nach den Kriterien der Mindestzuverlässigkeit ("Success Run - Methode" [2]) im Hinblick auf Schädigungsparameter, Einsatzgebiet, Marktanteil, Laufleistung usw. ausgewählten Kundentrailern mit dem Ziel, zukünftige Feldversuche optimal zu planen und die erforderliche Dauer des Feldversuches und somit das "Product-Time-to-Market" von in der Entwicklung befindlichen Komponenten zu reduzieren. Es werden Fahrmanöver in longitudinaler, lateraler sowie vertikaler Richtung in ihrer Ausprägung und Anzahl erfasst.

Das Potential der Mini-Blackbox umfasst weiterhin erstmals die Lieferung der statistischen Breite für die marktspezifische Auslegung von Trailer-Fahrwerkssystemen. Andererseits bildet das System auch die Basis für mittels Kalibriermessfahrten zu erstellende, virtuelle und vor allem system-unabhängige Lastdatenkataloge im Zusammenhang mit MKS-Anwendungen. Darüber hinaus hat das System Potential für zukünftige Entwicklungen zum Thema Predictive Maintenance.

Keywords: Mini-Blackbox, BigData, IoT, Feldversuch

1 Einleitung und Motivation

1.1 Mechanische Belastungen an Trailerfahrwerken

Die bei gezogenen Fahrzeugen häufig anzutreffende Anordnung mehrerer starrer Achsen hintereinander führt – oft in Kombination mit sehr hohem Last-Leer-Verhältnis – zu spezifischen Belastungen, die in dieser Form an Fahrzeugen mit abweichender Achs-Anordnung bzw. bei gelenkten Achsen nicht auftreten [1]. Bestes Beispiel hierfür sind die hohen Lateralkräfte an erster und letzter Achse eines Sattelaufliegers mit 3 starren Achsen bei Rangier- oder Abbiegemanövern. Die auftretenden lateralen Belastungen können bei entsprechenden Fahrbahnreibwerten aufgrund von sich überlagernden Kräften aus dynamischen und quasistatischen Anteilen diejenigen der rein vertikalen Radlast erreichen. Bei zusätzlich wirkenden Formschlussanteilen zwischen Reifen und Fahrbahn, z.B. beim Durchfahren einer Regenrinne, können die Lateralkräfte die vertikalen Radlasten sogar signifikant und durchaus schädigungsrelevant übertreffen. Abb. 1 zeigt den starken Reifenabrieb des kurveninneren Rades der dritten Achse eines starren 3-Achs-Aggregates beim quasistatischen Rangieren mit engem Kurvenradius, auch als "Wenden im Stand" bezeichnet.

Abb. 1. Starker Reifenabrieb während eines Rangiermanövers mit 3-Achs-Aggregat

Der laterale Schädigungseintrag in die erste und dritte Aggregat-Achse beim Absolvieren eines solchen Manövers ist wesentlich höher als bspw. derjenige beim zügigen Durchfahren einer Kurve durch dynamische Fliehkräfte.

Fahrwerkskomponenten, die laterale Belastungen aufnehmen wie Nabe, Lagerung, Felge usw. sind somit bei Trailerachsen deutlich höheren Belastungen ausgesetzt als bei gelenkten Achsen, wie bspw. der Vorderachse einer Sattelzugmaschine.

Für die betriebsfeste Auslegung von Trailerfahrwerken sind somit statistisch abgesicherte Kundennutzungsprofile von essentieller Bedeutung.

1.2 Konventionelle Lastdatenerfassung an Trailerfahrwerken

1.2.1 Lastdatenerfassung an Versuchstrailern

Für die Lastdatenerfassung an Trailerachsen sind heute Messräder verfügbar, die Kräfte und Momente in allen Raumrichtungen erfassen und damit Zeitreihen für den Betrieb von multiaxialen Prüfständen liefern. Außerdem lassen sich Maximal-Belastungen für die Generierung von Prüfkollektiven zum Betrieb uniaxialer Prüfstände ermitteln. Aufgrund der komplexen Messtechnik dieser Systeme ist ein dauerhafter Einsatz an Kundentrailern zur Generierung von Kunden-Nutzungskollektiven nicht möglich und i. d. R. auch auf den Betrieb auf Teststrecken beschränkt.

1.2.2 Lastdatenerfassung an Kundentrailern

Aufgrund der o. g. Zusammenhänge ist im Fahrversuch der BPW Bergische Achsen KG (im Folgenden kurz BPW genannt) der Einsatz autark laufender Blackbox-Systeme im Kundeneinsatz seit vielen Jahren etabliert. Um die marktspezifischen Belastungen an Trailerfahrwerken zu ermitteln, werden weltweit Kundentrailer mit Blackbox-Systemen sowie im Vorfeld aufwendig sensierten und kalibrierten Komponenten ausgerüstet. Die gemessenen physikalischen Größen umfassen Kräfte, Momente, Temperaturen, Beschleunigungen usw. und bieten durch Standardisierung die Möglichkeit des direkten Abgleichs mehrerer Messkampagnen untereinander sowie mit Prüfstandskollektiven. Außerdem werden Signale aus Bussystemen mechatronischer Komponenten wie die des elektronischen Bremssystems (EBS) erfasst.

Die generierten Rohdaten werden online klassiert, in Form von Rainflow-Matritzen aggregiert und ins Labor übertragen, wobei zeitbasierte Daten nur in geringem Umfang eventgetriggert abgelegt werden und ausschließlich unterstützende Funktion bei der Interpretation der Kollektive haben. Abb. 2 zeigt das vollständige Setup eines konventionellen Blackbox-Einsatzes am Kundentrailer zur direkten Generierung von Lastkollektiven.

Abb. 2 Konventionelle Blackbox-Installation

Der Vorteil dieser Art der Datenerfassung liegt außerdem in der direkten Anwendbarkeit der generierten Daten für z. B. Schädigungsberechnungen. Durch den extrem hohen Ausrüstungsaufwand (Sensierung sowie Kalibrierung der Fahrwerke im Labor), die sehr geringe Stichprobenanzahl von nur 1-2 Fzgn. sowie die zwangsläufige Systemabhängigkeit bietet diese Methode allerdings nur begrenzte Möglichkeiten im Hinblick auf statistisch-mathematische Methoden für die Komponentenauslegung und die Erstellung von marktspezifischen Kunden-Nutzungsprofilen.

1.2.3 Zielsetzung der Mini-Blackbox

Um die o. g. konventionelle Technologie um die fehlende statistische Breite zu ergänzen, wurde auf Basis der hauseigenen Telematik ein Low-Cost Messsystem entwickelt. Der initiale Einsatz des Systems setzt dabei auf einen weltweiten Feldversuch zur Freigabe einer Fahrwerkskomponente auf. Die Feldversuchsfahrzeuge wurden anhand von an entsprechende Schädigungsparameter gekoppelte Kenngrößen wie Marktdurchdringung, Laufleistung, Einsatz, Fahrzeugtyp, Umgebungsbedingungen usw. ausgewählt und dienen der statistischen Absicherung zur Erlangung einer im Vorfeld festgelegten Mindestzuverlässigkeit nach dem "Success Run", siehe Abb. 3.

Um das im Beispiel festgelegte Zuverlässigkeitsziel von R(t) = 90 % innerhalb der definierten Laufleistung bzw. Einsatzdauer bei einer Aussage-Genauigkeit von PA = 90 % nachzuweisen, wären gemäß Success-Run Berechnung m = 22 Bauteile über Lebensdauer ohne Ausfall zu erproben. Diese 22 Bauteile müssen Zwecks einer wirtschaftlichen und zielführenden Erprobung auf die verschiedenen zur Verfügung stehenden Tests heruntergebrochen werden. Die tatsächlich geprüften Bauteile je Erprobungsart mk, ms, mFV, mFE werden so gewählt, dass unter Berücksichtigung der Raffungsfaktoren und Laufleistungsverhältnisse die Summe der entsprechenden Äquivalenzbauteile den 22 erforderlichen Lebensdauerteilen entspricht.

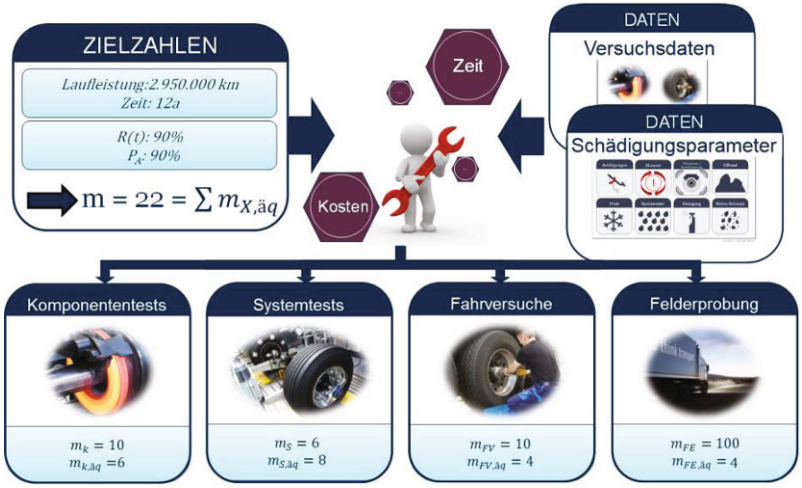


Abb. 3 Erprobungsplanung nach Success Run anhand Mock-Daten

Ziel der Mini-Blackbox hierbei ist es, den Bereich Felderprobung zu begleiten und alle relevanten Fahrmanöver in Anzahl und Ausprägung zu erfassen, um die Fahrzeuge für zukünftige Feldversuche optimal auswählen und letztlich die gesamte Dauer des Feldversuches ohne Einschränkung der Mindestzuverlässigkeit auf ein Minimum reduzieren zu können.

Folgende Faktoren spielten bei der Konzeptionierung des Mini-Blackbox-Systems dabei eine wesentliche Rolle:

- Minimale Anzahl Hardware-Komponenten
- Easy-to-install
- Cloudbasiertes System
- Automatisierte Auswertungen
- Erfassung aller relevanten Fahrmanöver in Anzahl und Ausprägung
- Zeitbasierte Datenerfassung für max. Flexibilität von Offline-Auswertungen
- Generierung systemunabhängiger Nutzungsdaten
- Exportmöglichkeit zur Weiterverarbeitung der Daten

2 Material und Methoden

2.1 Hardware

Das System der Mini-Blackbox besteht hardwareseitig aus:

- einer Trailer-Telematik incl. GPS der BPW-Tochter idemtelematics mit angepasster Firmware
- einer inertialen Messeinheit (IMU) mit fünf Freiheitsgraden (5DoF) an gefederter Masse
- einer IMU (5DoF) an ungefederter Masse

Die heute, zumindest in Europa, standardmäßig verbauten EBS-Systeme liefern die Spannungsversorgung zum autarken Betrieb des Systems sowie alle auf dem CAN-Bus verfügbaren Signale.

Je nach Ausbaustufe werden aus den 3 Signalquellen GPS, EBS sowie externe Sensorik bis zu 50 Roh-Signale in Form von Zeitreihen mit unterschiedlicher Abtastrate aufgezeichnet und übertragen, i. d. R. ereignis-getriggert, tw. auch permanent.

Weiterhin werden verschiedene Ereignisse in Form von Zustandsänderungen (z. B. ESP-Event) erfasst. Beim Einsatz moderner Sattelzugmaschinen können außerdem über den CAN-Bus (ISO 11992) auch deren Daten tw. erfasst und ausgewertet werden, z. B. Ereignisse wie Dauerbremsbetätigung (Retarder) oder ABS-Events.

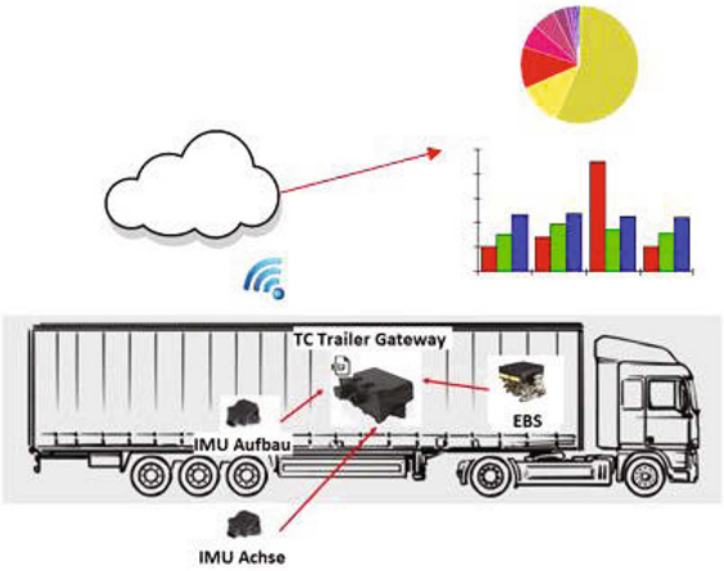


Abb. 4 Architektur Mini-Blackbox

2.2 Cloud Plattform

Auf dem Weg vom reinen Zulieferer der Nfz-Industrie hin zum Systempartner für die Fahrzeughersteller sowie Mobilitätspartner der Fahrzeugbetreiber hat die BPW ihre Kompetenzen mit denen der SAP gebündelt, um ihren Endkunden Lösungen zur Generierung, Speicherung und Auswertung logisitkrelevanter Massendaten u. a. auf Basis der hauseigenen Telematiksysteme mit dem Zweck der optimalen Gestaltung ihrer Transportprozesse zu bieten.

Das Konzept besteht aus den drei Komponenten

- Cloudspeicher mit Cold-, Warm- und Hotstorage-Struktur
- Fleet Management - Tool SAP *Vehicle Insights* mit angepassten UIs
- Auswerte-Tool SAP *Analytics Cloud* zur automatisierten Datenauswertung.

Es dient auch der hier beschriebenen Mini-Blackbox als systemische Basis.

2.3 Konfigurationstool SAP Vehicle Insights

Das SAP-Tool Vehicle Insights ist eine cloudbasierte Standard-Fleetmanagment-Software der SAP. Sie dient als Basis für die Konfigurations-, Monitoring- und Tracking-

Aufgaben des Feldversuchsverwalters und wurde im Rahmen einer Weiterentwicklung um die spezifischen Anforderungen erweitert bzw. an diese angepasst.

Es bietet eine Übersicht über die Feldversuchsfahrzeuge sowie einfache Visualisierungen und Plausibilitätsprüfungen der einlaufenden Daten. In Abb. 5 ist exemplarisch gezeigt, wie im Zeitsignal suspekte Peaks identifiziert, direkt der situativen Geolokation zugeordnet und bzgl. Plausibilität bewertet werden können.

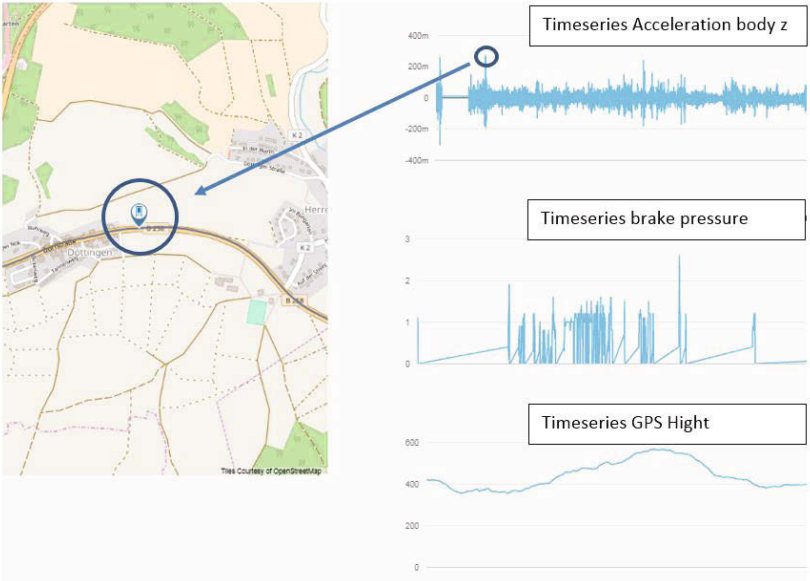


Abb. 5 Plausibilitätsprüfung einlaufender Zeitreihen

2.4 Auswertungen / Algorithmen

2.4.1 Einfache Auswertungen

Aus den einlaufenden Signalen werden zunächst einfache Kennwerte wie Min/Max-Werte, Summen und Durchschnittswerte generiert. Diese dienen der statistischen Auswertung, haben jedoch auch Monitoring-Funktion für den Feldversuchsverwalter. So kann aus der Visualisierung von Min/Max/Durchschnitts-Werten eines Signales mit wechselnder Amplitude (z. B. Achsbeschleunigung) auf einen defekten Sensor geschlossen und entsprechend reagiert werden.

2.4.2 Semikomplexe Auswertungen

Semikomplexe Auswertungen liefern Ergebnisse auf Basis eines fest in der Plattform hinterlegten Algorithmus, bestehend aus einlaufenden Rohsignalen und vom Feldversuchverwalter anzulegenden und dem passenden Feldversuchsfahrzeug zuzuweisenden

Stammdaten. Im Falle des in Formel (1) gezeigten Algorithmus [3] zur Bestimmung der Bremsenergie der Trailer-Betriebsbremse sind dies

- als einlaufende dyn. Signale: v = Fahrzeuggeschwindigkeit
  p = ausgesteuerter Bremsdruck
- als Stammdaten: p_0 = Ansprechdruck der Bremse,
  s = Bremsenkennwert (incl. relev. Param. wie Bremszylinder, Reifengröße)

$$W = \int_{t_0}^{t_1} (p - p_0) \cdot s \cdot v \cdot dt$$

$$p \in \mathrm{R} > p_0 \tag{1}$$

Dabei sind die ermittelten Ergebnisse vor dem Hintergrund idealisierte Rahmenparameter zu betrachten. Die in der Praxis allgegenwärtigen Reibwertschwankungen eines Bremsbelages oder etwa der vom theoretischen Wert abweichende Ansprechdruck einer Bremse können nicht berücksichtigt werden.

Die IT-seitige Herausforderung seitens der Algorithmik besteht hier in der zeitlichen Synchronisierung der einlaufenden Signale bei der Kombination von permanent erfassten und getriggerten Signalen, wechselnden Abtastraten, Verrechnung von Signalen aus unterschiedlichen Nachrichten mit abweichendem Eingangszeitpunkt auf der Plattform usw.

2.4.3 Komplexe Auswertungen

Komplexe Auswertungen liefern aus den Rohsignalen berechnete Aggregate wie Rainflow-Matritzen sowie daraus abgeleitete Level-Crossing-, RangePair-Kollektive oder Verweildauerklassierungen [4]. Diese werden exportiert und z. B. für Schädigungsberechnungen weiterverarbeitet, beschränken sich allerdings auf einige wenige und tw. abgeleitete Größen, da hier im Wesentlichen keine Lastdaten, sondern systemunabhängige Manöver bzw. Ereignisse erfasst werden sollen.

2.4.4 Kennwert-Relativierung

Um den Überblick über die generierten Rohdaten und abgeleiteten Kennwerte zu behalten, eine schnelle, effiziente und aussagekräftige Auswertung zu ermöglichen sowie eine maximale Flexibilität für Filter- und Vergleichsanwendungen zu gewährleisten, können die ermittelten Kennwerte verschiedenen zeitlichen Ebenen zugeordnet und diesbezüglich aggregiert werden, wie im Folgenden exemplarisch für die umgewandelte Bremsenergie gezeigt:

— Ebene 1:	Fahrt F	F1	=	25 kWh
— Ebene 2:	Feldversuchs-Fahrzeug Fz	Σ F von Fz1	=	100 kWh
— Ebene 3:	Feldversuch Fv	Σ F von ΣFz	=	2500 kWh

Anschließend erfolgt die Relativierung der Kennwerte, exemplarisch gezeigt auf Basis der o. g. Fahrt

– Absolutwert	25 kWh
– Wert relativ zur Fahrtdauer	2 kWh/h
– Wert relativ zu reiner Fahrdauer (v > 0 km/h)	2,5 kWh/h
– Wert relativ zur Streckenlänge	0,2 kWh/km

2.5 Visualisierungstool SAP Analytics Cloud

Für aufwendigere und vergleichende Auswertungen sowie Report-Erstellung wird auf das Tool Analytics Cloud von SAP verlinkt. Automatisiert ablaufendende Auswertungen und Algorithmen auf der Basis von variablen Analysesichten bieten vergleichende Auswertungen in Form von Kennwerten oder Diagrammen und ermöglichen somit eine gezielte Beurteilung von Einsatzbedingungen der ausgewählten Feldversuchsfahrzeuge. Dabei ist die o.g. Struktur zur Kennwert-Ermittlung hilfreich, da sie maximale Flexibilität hinsichtlich Filterung zu spezifischen Vergleichen bietet.

Die Einsatz-Validierung der Feldversuchsfahrzeuge wird in Abhängigkeit der Lastrichtungen in Bezug auf das Fahrzeug-Koordinatensystem (nach ISO 8855) durchgeführt, die im Folgenden exemplarisch beschrieben werden.

• Longitudinal:	x-Beschleunigung Aufbau/Achse Bremsfrequenz,- energie Absolvierte Höhenmeter Fahrgeschwindigkeit
• Lateral:	y-Beschleunigung Aufbau/Achse Kurvigkeit Rollrate Achse/Aufbau Gierrate Achse/Aufbau
• Vertikal:	z-Beschleunigung Aufbau/Achse PSD Luftfederungsdruck

Diese Manöver-bestimmenden Größen werden flankiert durch allg. Information wie Beladungszustände, Straßentyp-Verteilungen und erlauben somit eine gezielte Auswahl der Feldversuchsfahrzeuge hinsichtlich ihres Einsatzes. So ist im Feldversuch zur Erprobung einer lateral beanspruchten Fahrwerkskomponente die Kurvigkeit relevanter als die Bremsfrequenz.

3 Ergebnisse

Die Systeme werden in Form eines im Vorfeld zusammengestellten Kits parallel zur Umrüstung der Feldversuchsfahrzeuge auf die Erprobungskomponenten installiert. Aufgrund des einfachen Aufbaus des Mini-Blackbox-Systems dauert die Ausrüstung anhand einer Installationsanleitung max. 2 h, inkl. Anpassung der EBS-Software, und

wird von den weltweit vernetzten BPW-Vertragswerkstätten bzw. -Töchtern durchgeführt. Die folgenden Abbildungen zeigen beispielhaft die mit Hilfe einer Mini-Blackbox erfassten, ausgewerteten und visualisierten Daten.

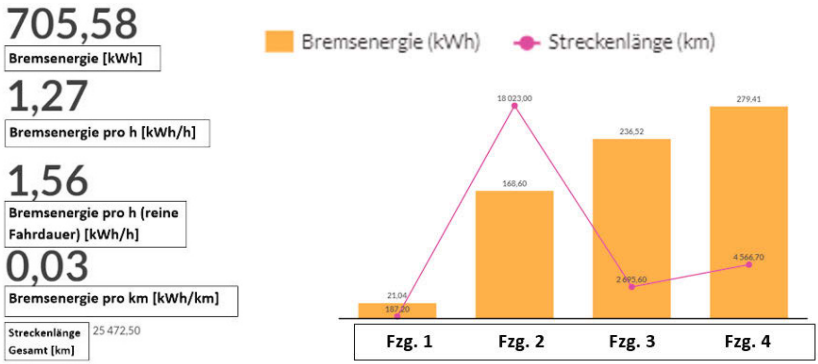


Abb. 6 Bewertung von Feldversuchsfahrzeugen bzgl. Bremsenergie

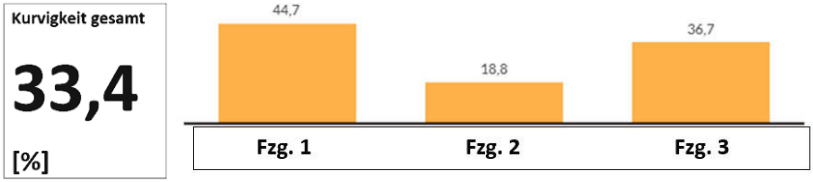


Abb. 7 Bewertung von Feldversuchsfahrzeugen bzgl. Kurvigkeitseinsatz

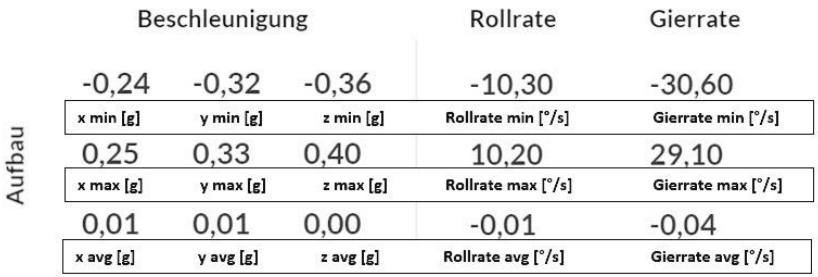


Abb. 8 Bewertung von Feldversuchsfahrzeugen bzgl. Fahrbahnrauigkeit

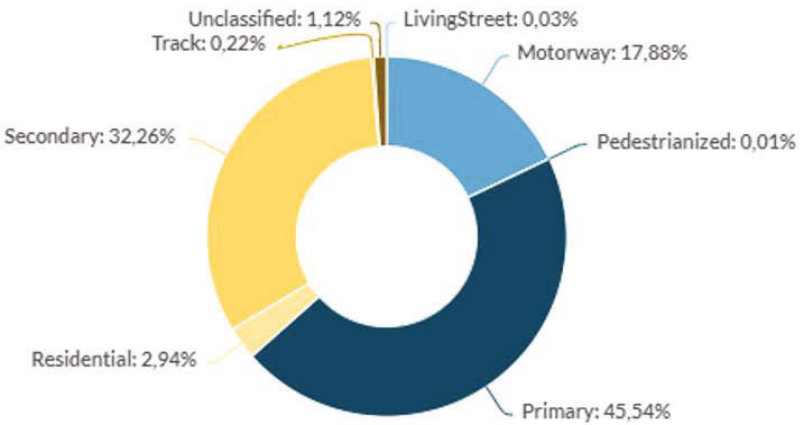


Abb. 9 Bewertung von Feldversuchsfahrzeugen bzgl. Fahrbahntypen

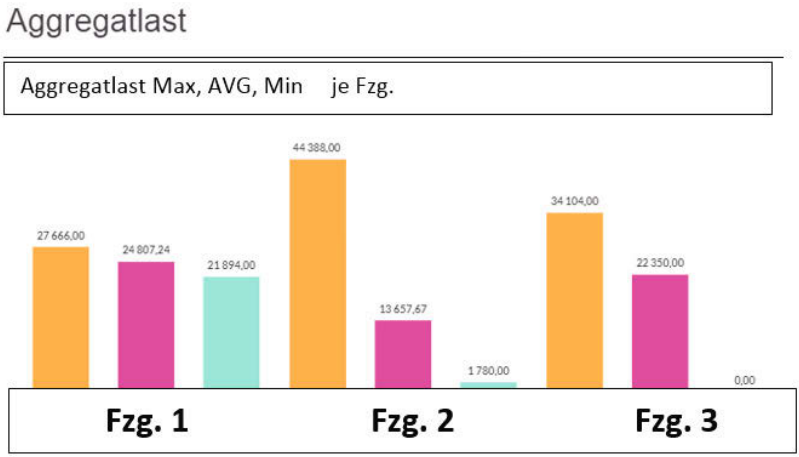


Abb. 10 Bewertung von Feldversuchsfahrzeugen bzgl. Beladungszustand

4 Zusammenfassung und Ausblick

Mit Hilfe des in diesem Beitrag vorgestellten Tools "BPW-Mini-Blackbox" werden Fahrmanöver von Sattelzügen mit lateraler, longitudinaler und vertikaler Relevanz in Anzahl und Ausprägung in Abhängigkeit der geographischen Einsatzgebiete erfasst und zur Einsatz-Validierung von Feldversuchsfahrzeugen automatisiert ausgewertet. Damit ist es möglich, zukünftige Feldversuche bzgl. der Fahrzeugauswahl punktgenau

auszuwählen und somit die erforderliche Dauer eines solchen Feldversuches signifikant zu reduzieren, ohne Zugeständnisse an die Erzielung der festgelegten Mindestzuverlässigkeit im Rahmen der etablierten Zuverlässigkeitsprozesse zu machen.

Die Daten der Mini-Blackbox beschreiben, wie in den vorangegangenen Kapiteln geschrieben, die Beanspruchung durch den Einsatz der Fahrzeuge in einem bestimmten Feldversuch, innerhalb eines Fahrzeugs bis hinunter zu einzelnen Fahrten. Die dabei aufgezeichneten Messsignale sind bewusst nicht so ausgewählt, dass sie unmittelbar konkrete Fahrwerksbelastungen messen (z. B. Kräfte am Rad). Vielmehr wird dadurch die Möglichkeit geschaffen die Fahrsituation in Bezug auf Fahrwerksbelastungen zu charakterisieren und zu identifizieren. So kann zum Beispiel schon über die grobe Kenntnis der Achsbeschleunigung ein Bezug zur Fahrbahnunebenheit oder Fahrbahnbeschaffenheit hergestellt werden. Aus den Daten werden also im nächsten Schritt die relevanten Informationen generiert.

Hierbei gilt es vor dem Hintergrund einer Auslegung auf Betriebsfestigkeit zwei Dimensionen zu beherrschen. Zum einen müssen die Belastungen möglichst unabhängig vom Systemverhalten bekannt sein, was bei der Fahrwerksentwicklung unmittelbar die Forderung nach der Kenntnis von Straßenzuständen und gefahrenen Trajektorien nach sich zieht. So wird mit Hilfe von Kalibriermessfahrten und Mehrkörpersimulationsmodellen im nächsten Schritt eine Rückidentifikation der Fahrbahnzustände für die vertikale Belastung und gefahrenen Bahnkurven zur Charakterisierung der Querbelastung durchgeführt. Das Ergebnis sind dann systemunabhängige Fahrmanöver oder Ereignisse, die für die Entwicklung neuer Fahrwerkssysteme in einer frühen Phase eingesetzt werden können.

Die zweite wichtige Grundlage für eine betriebsfeste Auslegung von Komponenten ist die Kenntnis über die Häufigkeit der oben genannten Ereignisse. Für die Entwicklung relevante Feldinformationen sind die hohen Quantile der Kundenbeanspruchung. Für die rein datenbasierte Schätzung ist eine hohe Datendichte erforderlich, die auch mit den Mini-Blackbox-Daten nicht erreicht wird, weshalb statistische Modelle oder Schätzer entwickelt werden müssen. In diesem Zusammenhang haben georeferenzierte Modelle einen guten Stand erlangt, wofür die aufgezeichneten Lokalisierungssignale einen guten Aufsatzpunkt bieten.

Darüber hinaus bietet die massenhafte Erfassung und Übertragung zeitbasierter Signale vielfältige Möglichkeiten für "Out-of-the-Box-Big-Data-Analysen" zu den Themen Predictive Maintenance, Digital Twin usw.

Literatur

1. Hoepke, Erich, Breuer, Stefan (Hrsg.): "Nutzfahrzeugtechnik – Grundlagen, Systeme, Komponenten"; Springer Vieweg; 2016
2. Bertsche, Bernd: "Reliability in Automotive and Mechanical Engineering"; Springer-Verlag Berlin Heidelberg; 2008
3. Bluhm, Fabio Michael; Bachelorarbeit "Ableitung relevanter Informationen aus gemessenen Daten an einem Trailerfahrwerk"; TH Köln, Matrikelnr. 110966662
4. Köhler, Michael et al.: " Load Assumption for Fatigue Design of Structures and Components"; Springer-Verlag; 2017

Model-Based Identification Of Road Profiles and Road Roughness Indicators Using Vehicle Measurements

Michael Burger[1], Michael Speckert[1], Roland Müller[2], Daniel Weiberle[2]

[1] Fraunhofer Institute for Industrial Mathematics ITWM, Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany
{michael.burger,michael.speckert}@itwm.fraunhofer.de
[2] Daimler AG, Truck Product Engineering, 70546 Stuttgart, Germany
{roland.mr.mueller,daniel.weiberle}@daimler.com

Abstract. We propose and discuss a computational method to derive road profiles and road roughness indicators based on vehicle models and vehicle measurements. Models of simple complexity are used, such as quarter-car and half-car models. The needed measurements require only moderate effort, e.g., vertical accelerations are sufficient. The derivation task is formulated as inverse problem and is numerically solved using the Bayesian inversion approach, which derives conditioned distributions of the unknowns. Thus, it automatically allows to quantify uncertainty. The method enables the computation of road profiles and road roughness indicators on (very) long tracks or for very large databases (measurement campaigns), respectively, in acceptable computation time, thus, it is also suited for on-board applications.

Keywords: Road Profiles, Road Roughness Indicators, Bayesian Inverse Problems.

1 Introduction and Overview

In the development process of a commercial vehicle, it is highly important to know as much as possible about the customer-specific market situation. The vehicle is designed to meet region- and customer-specific durability requirements. Thus, it is a primary goal to collect data and information about the environment, the vehicle will be used in. In order to assess (vertical) loads, the vertical road input is the most decisive impact factor; it is, additionally, roughly independent from the vehicles that travel on it.

A straightforward way to obtain road profile information is to directly measure the profile. This is possible using expensive and complex laser scanners and the resulting resolution decreases with increasing speed of the measurement vehicle. Thus, it is desirable to develop alternatives.

In contrast to direct profile measurement, we propose and discuss an algorithmic approach to derive road profiles using comparably simple vehicle models

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_22

and vehicle measurements that are easy to obtain: axle and frame accelerations, displacements and wheel forces; the latter can be used, if available, but are not obligatorily necessary. The algorithms are based on (Bayesian) system inversion and have been developed at the Fraunhofer ITWM in the last years. *Road roughness*, in turn, is usually described by scalar indices that are computed from the corresponding profiles. In this paper, we focus on the International Roughness Index (IRI), see [6, 9] and sect. 4.

With our approach, it is possible to compute road profiles and roughness indicators for very long tracks (e.g. several thousand kilometers) in acceptable computation time. We point out that it is not intended to predict highly accurate road profiles, but to obtain statistical and distributional information of road roughness in certain regions or markets that can be used in the vehicle development process. The vehicle measurements could be taken from already existing campaigns or even be collected during customer use (due to simple instrumentation needed).

In the literature also other approaches are discussed. In an earlier work [1], we have discussed methods from numerical optimization and optimal control, in order to derive road profiles, but more tailored to test-track identification. In [5, 4, 8], the authors use a Kalman filter together with the state augmentation technique to estimate road profiles. In order to use the latter, however, one has to impose the existence of and an assumption about a dynamic evolution of the road profile to be estimated. In [7], the authors use transfer functions in the frequency domain, in [11, 13] neural networks are applied to predict road profiles - using such model classes avoids building and parametrizing vehicle models, but those models are data-based, they have to be learned from data, which must be available for each considered vehicle in a sufficient amount.

In the sequel, we outline our principle approach, see Fig. 1. We consider a quarter-car model, which is parametrized according to the measurement vehicle and which has an unknown road profile as system input, u. With a given road input, system simulation produces certain system outputs, y, e.g., acceleration of the sprung mass. This represents the so-called forward model. In order to derive a road profile from vehicle measurements, we formulate an *inverse problem* and ask for a road input function u that reproduces the measured quantities y_{meas} by system simulation with the considered vehicle model as good as possible. As measured vehicle quantities, we only consider quantities that can be gathered with acceptable effort. For instance, accelerations of the axle or of the frame, alternatively, also spring displacements can be used. If available, all three quantities can be taken into account, which strengthens the robustness and inversion quality, but the approach is also applicable with only one of the mentioned quantities. Typically, those quantities can be measured comparably easy and cheaply, which makes the methodology also available for measurement data obtained on customer vehicles. In particular, we need no wheel forces or any other wheel force transducer measurement. Additionally, the computational load of the approach is moderate, such that even an online/on-board application is possible.

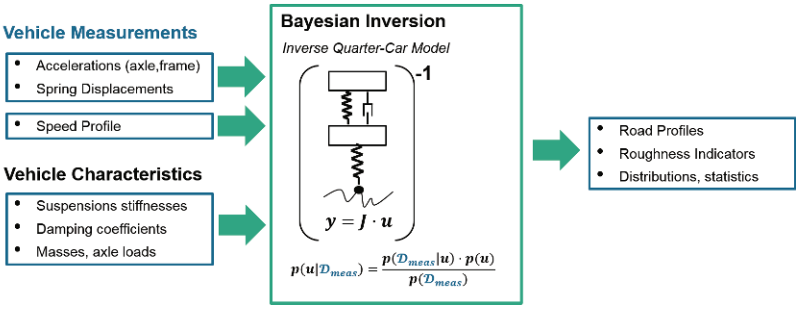


Fig. 1. General Overview

The remaining part of this paper is organized as follows: In the next section, we introduce the vehicle models used for the back-calculation procedure. In the third section, we discuss how to identify road profiles by solving an inverse problem. This is followed by a section in which we briefly introduce road roughness indicators. In the fifth section, we present numerical results. Finally, the paper is concluded by a short summary section.

2 Vehicle Models

In this contribution, we focus on vehicle models of moderate complexity class avoiding expensive and excessive parametrization strategies , see Fig. 2. We

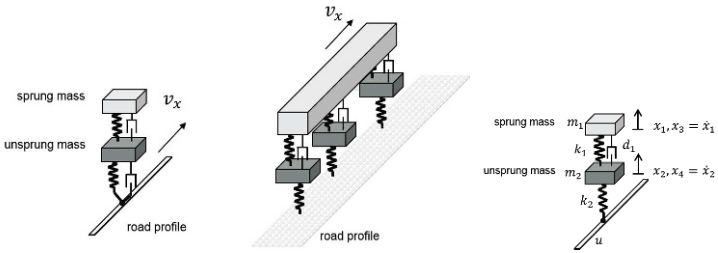


Fig. 2. Left: Quarter-car model, Middle: Half-car model, Right: Quarter-car model with parameter notation and no lower damping element.

restrict our considerations here to linear models, i.e., we assume linear force laws as well as linearized rotational motion (small angle approximation). We mainly focus our considerations on the quarter-car model. As we will briefly show, the

half-car model leads to the same equation type and the inversion procedure, introduced in the upcoming section, can be applied exactly analogously.

The Quarter-Car Model. In particular, in case of the quarter-car model, following Newton's laws, the equations of motion are of the form

$$\dot{x}(t) = A \cdot x(t) + B \cdot \tilde{u}(t), \tag{1}$$

In eq. (1), $\tilde{u}$ denotes the road profile input as function of time. Assuming that the spatially resolved road profile is denoted by u, i.e., u is a function of the travelled distance and assuming a generally time-dependent speed profile in longitudinal direction, $v_x = v_x(t) > 0$, we have that $\tilde{u}$ is given as follows:

$$\tilde{u}(t) = u(\hat{s}(t)), \tag{2}$$

where $\hat{s}(t) = \int_0^t v_x(\tau)\, d\tau$. We transform the equations of motion (1) from the time domain into the distance domain; that is, the independent variable changes form time to distance, $t \to s$. This is achieved by the coordinate transformation $t = \hat{s}^{-1}(s)$. Thus, $ds = v_x(t)\, dt$ and in the new coordinate s, the equations of motion read as

$$x'(s) = \hat{A}(s) \cdot x(s) + \hat{B}(s) \cdot u(s), \tag{3}$$

where $(\cdot)' \equiv d/ds$ denotes the derivative w.r.t. s.

In order to discretize eq. (3), we introduce an equidistant spatial grid, $\mathbb{G} := \{0 = s_0, s_1, ..., s_N\}$, $s_{i+1} - s_i =: ds, i = 0, .., N-1$. Assuming a sufficiently small stepsize $ds > 0$, we consider the road profile function u to be constant on subintervals, i.e.,

$$u(s) = u_i, \quad s \in [s_i; s_{i+1}], \quad i = 0, .., N-1. \tag{4}$$

Accordingly, also assuming the speed profile to be constant on these subintervals, we can discretize the equations of motion as follows,

$$x_{i+1} = \Phi_i \cdot x_i + \Psi_i \cdot u_i, \quad i = 0, .., N-1, \tag{5}$$

with $x_i = x(s_i)$ and $\Phi_i := \exp(ds \cdot \hat{A}(s_i))$ and $\Psi_i := \hat{A}(s_i)^{-1} (\Phi_i - \mathbb{1}) \hat{B}(s_i)$. Given all the mentioned assumptions, this discrete solution is exact. Instead of using the matrix exponential, which may lead to some numerical difficulties, one could also approximate the solution by classical integration scheme such as the implicit Euler method, yielding slightly different definitions for Φ_i and Ψ_i, respectively.

We consider an (output) quantity of interest y linearly related to the state x of the quarter-car model, i.e., $y = C \cdot x$ with a given (constant) matrix $C \in \mathbb{R}^{n_y \times 4}$, $n_y \in \mathbb{N}$. With a given initial state $x_0 \in \mathbb{R}^4$, we have, consequently,

$$\begin{aligned} y_1 &= Cx_1 = C\Phi_0 x_0 + C\Psi_0 u_0, \\ y_2 &= Cx_2 = C\Phi_1\Phi_0 x_0 + C\Phi_1\Psi_0 u_0 + C\Psi_1 u_1 \\ &\vdots \qquad\qquad\qquad \vdots \\ y_N &= Cx_N = C\Phi_{N-1} \dots \Phi_0 x_0 + \dots + C\Psi_{N-1} u_{N-1}. \end{aligned} \tag{6}$$

Whence, setting $Y := (y_1, .., y_N)^T \in \mathbb{R}^{n_y N}$, $U := (u_0, .., u_{N-1})^T \in \mathbb{R}^N$, and defining matrices J, J_0 appropriately, the system of eqns. (6) can be written as matrix-vector equation in the compact form

$$Y = J \cdot U + J_0 \cdot x_0. \tag{7}$$

This is called the *lifted system representation*, see, e.g., [3].

The Half-Car Model. For the half-car model, which we shall also briefly consider, the equations of motion are slightly more complex. We assume a single road profile exciting the half-car model. In that case, in the time-domain, the equations of motion have the form

$$\dot{x}(t) = A \cdot x + B_0 \cdot u(\hat{s}(t)) + B_1 \cdot u(\hat{s}(t) - d_1) + B_2 \cdot u(\hat{s}(t) - d_2), \tag{8}$$

where $d_1, d_2 > 0$ describe the distance between the first and the second axle, and between the first and the third axle, respectively. Transforming in the distance domain leads to constant delays, which is decisive for tractability and solvability.

After discretization, we finally end up with an equation of the form

$$x_{i+1} = \Phi_i \cdot x_i + \Psi_0 \cdot u_i + \mathbb{1}_{i>N_1}(\Psi_1 \cdot u_{i-N_1}) + \mathbb{1}_{i>N_2}(\Psi_2 \cdot u_{i-N_2}). \tag{9}$$

Again, completely analogously, we can derive the lifted system equation in the form of eq. (7).

3 Road Profile Identification as Bayesian Inverse Problem

If a road profile (discretized on a spatial distance grid of size N), a speed profile and a quarter-car model is given and if a quantity of interest is chosen, the response of that model can be computed easily by solving the matrix-vector equation (7). This solution process is called solving the *forward problem*.

In this contribution, we are mainly interested in the *backward direction*: For a given quantity of interest, e.g., spring displacements, we assume to have measurements, as discretized function of the travelled distance, denotes by Y_{meas}. Moreover, numerical values for the parameters of the quarter-car model shall be given and consistent to the vehicle that was used for the measurements. Additionally, the speed profile is also considered to be available, cf. sect. 1, Fig. 1. Then, we may ask for a road profile u that leads to a quarter-car model response as close as possible to the measurements. This task is called an *inverse problem*.

In case of a one-dimensional output quantity, i.e., $n_y = 1$, a straightforward approach to solve this task is to invert the (quadratic) matrix $J \in \mathbb{R}^{N \times N}$ and to solve the lifted system representation (7) for U leading to

$$U = J^{-1} \left(Y_{meas} - J_0 x_0 \right). \tag{10}$$

This approach, however, is (numerically) challenging and may bear some difficulties. Although it can be shown under mild conditions (sufficient and necessary is, e.g., that $C\Psi_i \neq 0, \ \forall i$) that the matrix J is invertible theoretically, the practical numerical inversion may lead to severe problems.

There are many classical strategies to solve this inverse problem also handling the mentioned difficulties, e.g., regularized inversion by a truncated singular-value decomposition - see [10]. Among all those strategies, a very common one is, first, replacing the inversion task by an optimization problem. That is, adapted to our formulation, we consider the problem of finding $\hat{U}$ such that

$$\hat{U} = \underset{U}{\operatorname{argmin}} \, \|Y_{meas} - J_0 x_0 - JU\|_2^2 + \mathcal{R}(U). \tag{11}$$

$\mathcal{R}(\cdot)$ denotes a regularization functional. Often, it is chosen to be

$$\mathcal{R}(U) := \frac{\alpha}{2}\|U\|_2^2, \quad \alpha > 0, \tag{12}$$

where the choice of the regularization parameter remains to be answered.

In this contribution, we follow a different strategy: we apply the *Bayesian inversion* approach. In the sequel, we give a brief sketch of that approach and the framework. For a more detailed introductory overview as well as methodical discussions and considerations, the reader is referred to [2, 12, 10].

First of all, we consider the more general situation of a (nonlinear) forward operator $\mathcal{G} : \mathcal{U} \longrightarrow \mathcal{Y}$ acting between input and output spaces,

$$Y = \mathcal{G}(U). \tag{13}$$

Our scenario will be the special case with $\mathcal{G}(U) = JU + J_0 x_0$. In addition to that, we take *noise* into account, which may model measurement noise or also some kind of model errors and inaccuracies. In particular, instead of (13), we consider

$$Y = \mathcal{G}(U) + \xi, \tag{14}$$

with measurement noise ξ, which is a zero-mean multivariate random variable, that we assume here to be normally distributed, $\xi \sim \mathcal{N}(\xi|0, \Gamma)$. The covariance Γ is assumed to be given and it is typically of diagonal form (uncorrelated noise), $\Gamma = \operatorname{diag}(\gamma_1, .., \gamma_N)$. From now on, all quantities appearing in (14) are seen as random variables. Recall that we aim for deriving information about U given Y, i.e., more precisely, given a realization of that random variable (measurements). Suppose that there is some prior information about U available. For instance, in terms of its distribution. In particular, suppose that

$$U \sim \mathcal{N}(U|U_0, \Sigma) =: p(U), \tag{15}$$

which is called the *prior (distribution)* of the unknown. Other priors are also possible and used, see [10, 12]. Now, the crucial ingredient is the usage of Bayes' theorem. Applied to the situation of inverse problems, it can be stated as follows:

$$p(U|Y_{meas}) = \frac{p(Y_{meas}|U) \cdot p(U)}{p(Y_{meas})}. \tag{16}$$

Here, p is a probability density and $p(a|b)$ denotes the probability of a conditioned on (given) b. This gives a formula for the so called *(conditioned) posterior distribution* of the unknown U given the measurements Y_{meas}. The term $p(Y_{meas}|U)$ is called the *likelihood* and with the noise assumption from above, it holds that

$$\begin{aligned} p(Y_{meas}|U) &= \mathcal{N}(Y_{meas}|\mathcal{G}(U), \Gamma) \\ &= \frac{1}{\sqrt{2\pi \det \Sigma}} \cdot \exp\left\{-\frac{1}{2}\|\Gamma^{-1/2}\left(Y_{meas} - \mathcal{G}(U)\right)\|_2^2\right\}. \end{aligned} \tag{17}$$

Due to the fact that both noise and prior are assumed to be Gaussian and taking our special situation $\mathcal{G}(U) = JU + J_0 x_0$, there exists a closed form representation for the posterior distribution $p(U|Y_{meas})$. The latter is, in fact, also a Gaussian distribution and it is straightforward to show that

$$p(U|Y_{meas}) = \mathcal{N}(U|\bar{U}, \Gamma_{post}), \tag{18}$$

with

$$\begin{aligned} \bar{U} &= \left(\Sigma^{-1} + J^T\Gamma^{-1}J\right)^{-1}\left(J^T\Gamma^{-1}(Y_{meas} - J_0x_0) + \Gamma^{-1}U_0\right), \\ \Gamma_{post} &= \left(\Sigma^{-1} + J^T\Gamma^{-1}J\right)^{-1}. \end{aligned} \tag{19}$$

Specialising further with $U_0 = 0$, $\Gamma = \gamma^2\mathbb{1}$, $\Sigma = \sigma^2\mathbb{1}$, we obtain for the posterior mean

$$\bar{U} = \left(\frac{\gamma^2}{\sigma^2}\mathbb{1} + J^TJ\right)^{-1} J^T\left(Y_{meas} - J_0x_0\right). \tag{20}$$

Notice that this is exactly the least-squares solution by the pseudo-inverse of the optimization problem given in (11), (12) and with $\alpha = \gamma^2/\sigma^2$. That is, this approach gives a clear interpretation of the constant α in terms of noise and prior assumptions, and, thus, also a glue how to choose its numerical value. Based on the same assumptions, the Bayesian approach delivers automatically the possibility to *quantify uncertainty* in the derived unknowns. Note further, that the whole approach as well as the solution formulae given in (19) are valid for arbitrary output dimensions $n_y \in \mathbb{N}$.

A further possibility for the prior distribution originates from introducing information about the variation of the unknown (in continuous case that corresponds to the derivative of the unknown). To be more precise, we assume that the vector of differences of the road profile, i.e., $DU := (u_1 - u_0, u_2 - u_1, .., u_N - u_{N-1}) =: LU$, with an appropriately defined matrix L, is normally distributed, $LU \sim \mathcal{N}(LU|0, \gamma^2\mathbb{1})$. Whence, in this case, we may take as prior distribution

$$p(U) = \mathcal{N}(U|0, \gamma^2 \cdot (L^TL)^{-1}). \tag{21}$$

In the literature, these kind of priors are often referred to as *Gaussian Smoothness Priors*, see [10]. If such a prior is used, e.g., the posterior mean simply changes to

$$\bar{U} = \left(\frac{\gamma^2}{\sigma^2}L^TL + J^TJ\right)^{-1} J^T\left(Y_{meas} - J_0x_0\right). \tag{22}$$

The numerical computations that are required to identify a road profile can be performed very efficiently. In fact, only matrix-vector calculations are necessary, no iteration loops are needed. Whence, the approach can be immediately applied to large databases (several thousands of measurement kilometers) identifying road profiles and roughnesses, see next section, in acceptable times.

4 Road Roughness Indicators

It is common practice to describe road roughness by scalar indices that are computed from the corresponding profiles on road segments of appropriate length, typically $100m$. A widely used index is the *International Roughness Index (IRI)*, see [6, 9]. The IRI is computed as a specific response quantity of a very specific quarter-car vehicle model (the "Golden Car") that runs over the questioned road profile (segment) at the fixed speed $v = 80\ km/h$, cf.[9]. In particular, it is computed as the total variation of the relative displacement of the sprung and unsprung mass of the quarter-car model, multiplied by certain constant factors.

Using our model framework, introduced in sect. 2, let J_{GC} denote the lifted system matrix for the quarter-car model with the "Golden Car" parameters, which can be found in [9], and with the relative velocity between sprung and unsprung mass as output, i.e., $C = [0, 0, 1, -1]$. We set further $x_0 = 0$. Then, for a given road profile segment $U \in \mathbb{R}^N$, the IRI can be computed as follows:

$$Y_{IRI} = J_{GC}U, \quad \mathrm{IRI}[U] = \underbrace{\frac{1000}{v_x N ds} ds}_{=:b} \cdot \sum_{i=1}^{N} |(Y_{IRI})_i| = b \cdot \sum_{i=1}^{N} |(J_{GC}U)_i|\,, \tag{23}$$

assuming SI units for all appearing physical quantities, the IRI has unit mm/m, explaining the factor 1000 in the above relation.

Following the introduced Bayesian inversion approach, on a given segment with measurement quantities Y_{meas}, the posterior distribution of the road profile is given by $\mathcal{N}(U|\bar{U}, \Gamma_{post})$, cf. (18). Consequently, using basic properties of multivariate Gaussian distributions, the expected value of the IRI is given by

$$\mathbb{E}_{U\sim p(U|Y_{meas})}\left[\mathrm{IRI}\right] = b \cdot \sum_{i=1}^{N} \mathbb{E}\left[|(Y_{IRI})_i|\right], \tag{24}$$

and

$$\mathbb{E}\left[|(Y_{IRI})_i|\right] = \sqrt{\frac{2}{\pi}}\sigma_i \exp\left(-\frac{\mu_i^2}{2\sigma_i^2}\right) + \mu_i\left(1 - 2\Phi\left(-\frac{\mu_i}{\sigma_i}\right)\right), \tag{25}$$

with $\mu_i := (J_{GC}\bar{U})_i$, $\sigma_i = \sqrt{\left(J_{GC}\Gamma_{post}J_{GC}^T\right)_{ii}}$ and Φ denoting the standard normal cumulative distribution function. Due to the latter's characteristics, we immediately conclude that

$$\mathbb{E}\left[|(Y_{IRI})_i|\right] \longrightarrow |\mu_i|, \quad \sigma_i \to 0. \tag{26}$$

Thus, $\mathrm{IRI}[\bar{U}]$ can serve as an estimate for the conditioned expected mean $\mathbb{E}_{U\sim p(U|Y_{meas})}\left[\mathrm{IRI}\right]$, especially in the case of small variances.

5 Numerical Results

5.1 Study with Simulated Data

We begin this section with an investigation based on simulated data. That is, we run with a quarter-car model (we use the truck parameters listed in [9]) on a given road profile and take the displacement of the lower mass (axle) as output. This can be seen as a virtual measurement; in reality, this output quantity can be obtained by measuring accelerations on the wheel carrier followed by a doubled integration and a high-pass filter. To model noise, we perturb by a white noise term with a standard deviation of $3e-3$, cf. Fig. 3, upper left plot. Then, we apply the presented procedure and analyse the computed road profile. Here, we restrict our considerations to a single road segment of $100m$ length and a corresponding distance grid with stepsize $ds = 0.05m$.

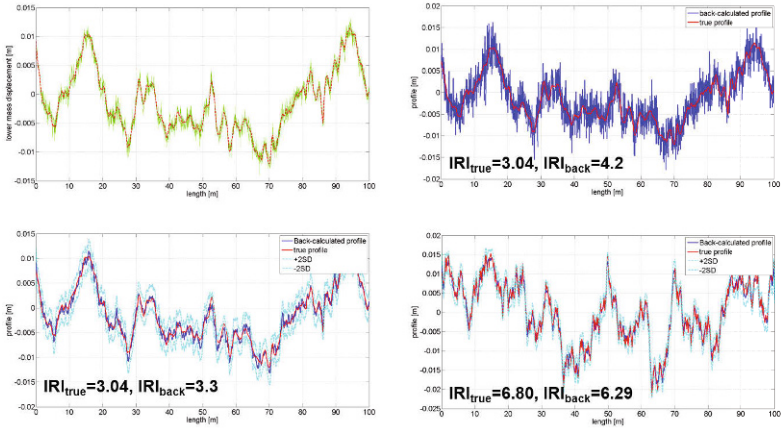


Fig. 3. Results with simulated data. Upper left: Perturbed and true virtual measurement. Upper right: Back-calculation without prior knowledge/regularization. Lower left: Prior information included. Lower right: different road profile (higher IRI), prior information included. The true profiles are displayed in red, the identified ones in blue, cyan curves correspond to ± two times the standard deviation.

In Fig. 3, we show results of the simulation study. In the upper left plot, the virtual measurement (displacement of lower mass) as well its perturbation by white noise is displayed. In a first step, we back-calculate a road profile without including any prior knowledge based on the perturbed measurement, i.e., we compute $\bar{U}$ by the formula given in eq. (20), setting $\gamma = 0$. The resulting profile is plotted in the upper right block (blue curve). It deviates substantially from the true profile (red curve) leading to an IRI, which is much too high. Using an

assumption about the measurement noise as well as a prior assumptions on the smoothness (we impose a Gaussian smoothness prior), we obtain a profile plotted lower left, together with corresponding results concerning the standard deviation (curves in cyan), quantifying uncertainty. It fits very well to the original, true profile (red curve). This is also reflected in the corresponding IRI, which is derived from the mean profile. In the lower right plot, we have applied the same procedure with the same prior information, but with significantly different true road profile as starting point - the result quality remains the same, both in terms of the profile and in terms of the corresponding IRI.

In Fig. 4, left plot, we show resulting IRI sequences for 95 road segments of $100m$ length. The blue curves are IRIs computed based on the posterior mean profile, whereas the red curve connects the true IRI values. In the upper plot, no noise has been imposed on the virtual measurement, which leads to an almost perfect reconstruction of the IRI values. In the lower plot, the results are based on modelled noise, which still leads to a very good reconstruction quality.

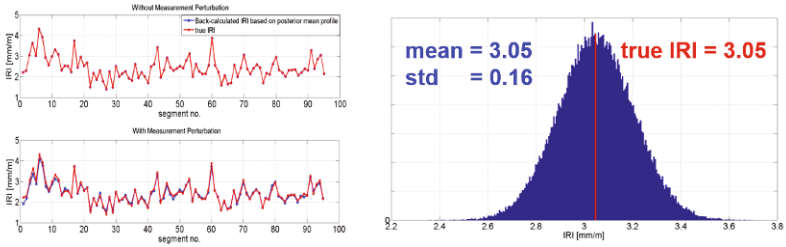


Fig. 4. Left plot: IRI sequences. Right plot: IRI distribution from a Monte Carlo simulaton with uncertain parameters.

This short simulation study underlines that the approach is able to reconstruct profiles and IRI values with a very good accuracy, where, of course, no model mismatch is present. To address this issue, we have investigates the robustness under parameter uncertainty. We put uncertainty on all quarter-car parameters by imposing a normal distribution centered on the true values with standard deviations corresponding to 1% (m_2), 5% (k_2, m_1) and 10% (k_1, d_1) error. The result, in terms of the IRI value, of a simple Monte Carlo simulation is shown in Fig. 4, right plot. Although the parameter enter the lifted system matrix J in a highly nonlinear way, the posterior IRI distribution is centered around the true value with acceptable variance.

5.2 Application: Daimler Trucks Measurement Campaign in Brazil

We applied the described approach in a common project with Daimler Trucks. As measurement basis we have chosen approximately 5000 km from a campaign in Brazil. The measurement vehicle was a heavy duty tractor with 74t GCW,

cf. Fig. 5. As model for deriving the road profiles, we have chosen a reduced quarter car model for each wheel separately. In Fig. 5, in the right plot, the resulting ISO roughness coefficients for the truck's left-hand side are displayed examplarily. They are computed by first computing IRIs on 100m-segments for each of the the three wheels on the left-hand side; then taking the mean over all three wheels and over all IRIs of a track-segment.

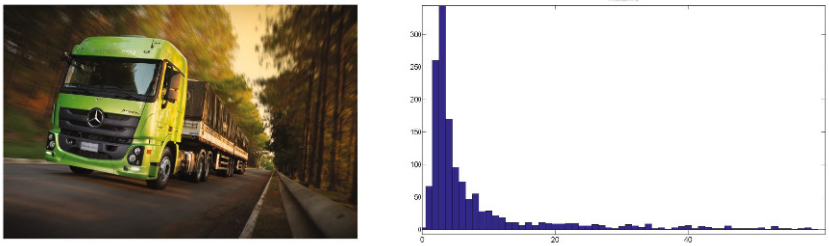


Fig. 5. Left: Daimler heavy duty tractor, Right: Distribution of ISO road roughness coefficients (proportional to the square of the IRI under some assumptions)

6 Summary

In this contribution, we have presented and discussed a computational approach to identify road profiles and, consecutively, road roughness indicators (IRIs) based on easy-to-acquire vehicle measurements, such as vertical accelerations of the axle or the frame or spring displacements. Lastly, the longitudinal speed profile is also required. The proposed approach relies on the introduction of a vehicle model, that reflects the relevant vertical dynamics (quarter-car complexity class), and on inversion of that model. The vehicle has to be parametrized consistently to the measurement vehicle. We discussed the Bayesian inversion approach to solve this task. That approach has the decisive benefit that it incorporates noise and inaccuracies and comes up with distributions of the unknown and, thus, it automatically allows for uncertainty quantification. Moreover, as we have seen, all numerical computations can be performed in a highly efficient way, which makes the approach well suited for very large databases or even for online/on-board applications.

The approach allows to directly estimate road roughness based on (large) measurement campaigns deriving anonymized and vehicle-independent roughness information in specific areas in the world. If, additionally, route information is available (e.g. in terms of GPS coordinates), it is straightforward to correlate road roughness information (e.g. IRI distributions) to regions or also to certain

route types generating further very valuable information for the derivation of usage- and market-specific design loads.

References

1. Burger, M.: Calculating road input data for vehicle simulation. Multibody System Dynamics 31(1), 93–110 (2014)
2. Dashti, M., A.M.Stuart: The Bayesian Approach to Inverse Problems. In: Ghanem, R., Higdon, D., Owhadi, H. (eds.) Handbook of Uncertainty Quantification. Springer
3. Dijkstra, B.: Iterative Learning Control. PhD thesis, TU Delft (2004)
4. Doumiati, M., Victorino, A., Charara, A., Lechner., D.: Estimation of road profile for vehicle dynamics motion: experimental validation. IEEE American Control Conference (ACC), San Franciso (2011)
5. Fauriat, W., Mattrand, C., Gayton, N., Beakou, A., Cembrzynski, T.: Estimation of road profile variability from measured vehicle responses. Vehicle System Dynamics 54(5), 585–605 (2016)
6. Gillespie, T., Sayers, M., Queiroz, C.: The international road roughness experiment: Establishing correlation and calibration standard for measurement. Technical Report No. 45, The World Bank (1986)
7. Gonzalez, A., O'brien, E., Li, Y.Y., Cashell, K.: The use of vehicle acceleration measurements to estimate road roughness. Vehicle System Dynamics 46(6), 483–499 (2008)
8. Jeong, W., Yoshida, K., Kobayashi, H., Oda, K.: State estimation of road surface and vehicle system using a Kalman Filter. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C 55(515), 1672–1679 (1989)
9. Johannesson, P., Rychlik, I.: Modelling of road profiles using roughness indicators. International Journal of Vehicle Design 66, 317–346 (2014)
10. Kaipio, J., Somersalo, E.: Statistical and Computational Inverse Problems. Springer (2005)
11. Ngwangwa, H., Heuns, P., Labuschagne, F., Kululanga, G.: Reconstruction of road defects and road roughness classification using vehicle responses with artificial neural networks simulation. Journal of Terramechanics 47, 97–111 (2010)
12. Stuart, A.: Inverse problems: a Bayesian perspective. In: Acta Numerica 2010, vol. 19, pp. 451–559
13. Yousefzadeh, M., Azadi, S., Soltani, A.: Road profile estimation using neural network algorithm. Journal of Mechanical Science and Technology 24(3), 743–754 (2010)

Development of a Real-Time Sensor System for the Early Detection of Cracks on Trailer Frames

Rolf Klemm[1], João Pimentel[1], Karl-Ludwig Krieger[1], Andree Irretier[2], Munip Dalgic[2]

[1] Universität Bremen, ITEM, Otto-Hahn-Allee 1, 28359 Bremen
[2] Universität Bremen, Amtliche Materialprüfungsanstalt, Paul-Feller-Str. 1, 28199 Bremen
rklemm@uni-bremen.de

Abstract. This article presents the development of a real-time system for monitoring a frame structure of a truck semi-trailer. Due to the frequent loading, temporary overloading and lightweight construction of semi-trailers, more and more damage tends to occur to the frame structure. In order to create a basis for the detection of these damages, driving tests are carried out and the mechanical stress is analyzed. Furthermore, the resulting structure-borne sound signals are analyzed to identify ordinary operating noises. With the help of further tensile and fatigue tests, requirements are defined for a real-time system capable of continuous structure-borne sound monitoring.

Keywords: Real-Time, Structural Health Monitoring, Reliability.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_23

Entwicklung eines echtzeitfähigen Sensorsystems zur frühzeitigen Erkennung von Rissen an Trailerrahmen

Rolf Klemm[1], João Pimentel[1], Karl-Ludwig Krieger[1], Andree Irretier[2], Munip Dalgic[2]

[1] Universität Bremen, ITEM, Otto-Hahn-Allee 1, 28359 Bremen
[2] Universität Bremen, Amtliche Materialprüfungsanstalt, Paul-Feller-Str. 1, 28199 Bremen
rklemm@uni-bremen.de

Abstract. In diesem Beitrag wird die Entwicklung eines echtzeitfähigen Systems zur Überwachung einer Rahmenstruktur eines LKW-Aufliegers vorgestellt. Durch die häufige Belastung und partiellen Überlastung von Aufliegern kommt es im Zuge von Leichtbaubestrebungen vermehrt zu ermüdungsbedingten Schädigungen der Rahmenstruktur. Um eine Grundlage für die Erkennung dieser Beschädigungen zu schaffen werden Fahrversuche durchgeführt und die auftretenden mechanischen Beanspruchungen analysiert. Weiterhin werden die entstehenden Körperschallsignale analysiert um gewöhnliche Betriebsgeräusche zu identifizieren. Mit Hilfe von weiteren statischen und dynamischen Ermüdungsversuchen werden Anforderungen an ein System zur echtzeitfähigen sowie kontinuierlichen Körperschallüberwachung definiert.

Stichworte: Echtzeitfähig, Strukturüberwachung, Ausfallsicherheit.

1 Einführung

Das Transportaufkommen innerhalb Deutschlands wies 2016 eine Beförderungsmenge von insgesamt 4563,9 Millionen Tonnen auf [1]. Der Straßengüterverkehr nimmt hierbei mit 3593,3 Millionen Tonnen, einem Anteil von 78,73%, eine führende Stellung ein und führt dementsprechend zu erheblichen Fahrleistungen von Lastkraftwagen. Unter diesen extremen Fahrleistungen kommt es im Zuge der Leichtbaubestrebungen immer häufiger zur Schädigungen der Trailerrahmenstruktur [2], welche im schlimmsten Fall in schweren Verkehrsunfällen münden können.

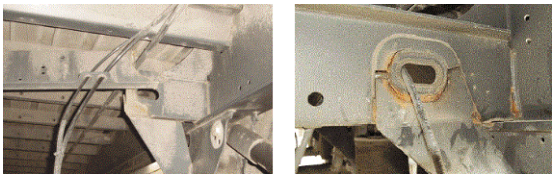


Abb. 1. Abriss eines tragenden Querträgers (links). Teilabriss eines Knotenblechs im Achsbereich (rechts).

In Abbildung 1 sind Beispiele für auftretende Schäden an Trailerrahmen angegeben. Um diese Art von Beschädigungen frühzeitig zu erkennen bzw. das Entstehen eines solchen Schadens zu verhindern, werden mit Hilfe eines Sensornetzwerks akustische Emissionen, welche im Zuge von Rissbildungsprozessen entstehen [3], an der Rahmenstruktur erfasst. Diese Signale werden anschließend in Echtzeit analysiert. Die Körperschallanalyse liefert abschließend Informationen, welche verwendet werden können, um den Flottenbetreiber oder den Fahrer auf den potenziellen Schaden hinzuweisen. Mit den analysierten Daten können so Wartungszyklen optimiert, Ausfallzeiten minimiert und Unfälle vermieden werden.

2 Zugversuche an Teilsegmenten des Trailerrahmens

Um eine Abschätzung über die Belastbarkeit spezieller Segmente einer Rahmenstruktur treffen zu können werden unterschiedliche Probegeometrien im Rahmen von statischen Zugversuchen und dynamischen Ermüdungsversuchen untersucht. Weiterhin dienen diese Versuche der Aufnahme von Körperschalldaten um die Anforderungen für das Erkennen von akustischen Emissionen, welche auf Rissbildungen zurückzuführen sind, zu definieren.

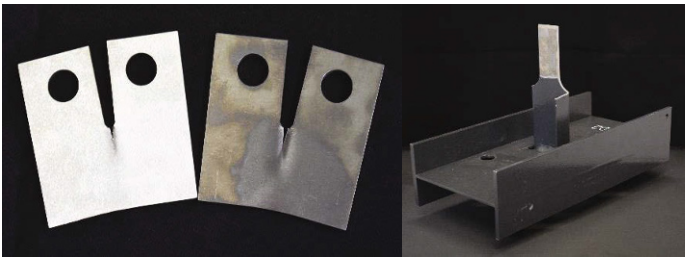


Abb. 2. Zwei der in statischen Zugversuchen verwendeten Compact Tension-Proben (links, v.l.n.r. geschweißte Probe; ungeschweißte Probe) und eine der verwendeten Längsträgerproben (rechts).

2.1 Statische Zugversuche

Abbildung 2 (links) zeigt zwei der verwendeten Compact Tension (CT)-Proben. Diese Proben wurden im Rahmen von statischen Zugversuchen zerstört um gezielt Emissionen aus Rissbildungsprozessen aufzuzeichnen. Ein Teil der verwendeten CT-Proben wurde in der Mitte geschweißt und anschließend plan geschliffen, wohingegen die übrigen CT-Proben aus dem ungeschweißten Rohmaterial (S700MC) gefertigt wurden. In Abbildung 3 ist ein Aufbau skizziert, mit welchem die Zugversuche durchgeführt wurden. In den Zugversuchen zeigte sich, dass der Rissfortschritt bei den ungeschweißten Proben im Vergleich zu den geschweißten Proben, zu einer deutlich höheren akustischen Aktivität führt. Dieses Verhalten ist durch den Zusammenhang zu begründen, dass sich in einer geschweißten, und somit wärmebehandelten Probe, ein Riss entlang

der weicheren Wärmeeinflusszone ausbreitet. Akustische Emissionen treten demnach bei ungeschweißten Proben deutlich häufiger auf als es bei geschweißten Proben der Fall ist. Sind beispielsweise in einem statischen Zugversuch unter Verwendung einer Grundblech-Probe 804 Ereignisse detektierbar, so sind unter Verwendung des gleichen

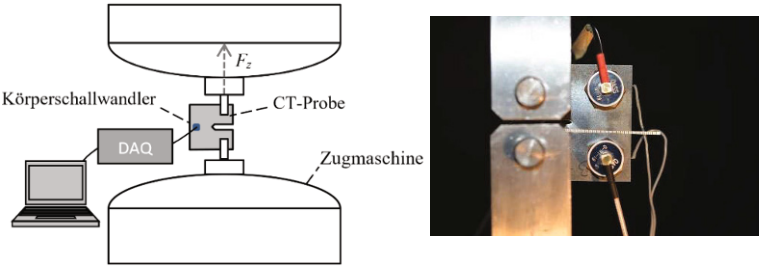


Abb. 3. Skizzierter Versuchsaufbau mit Compact-Tension Probe, Körperschallwandlern, Datenaquisition, Messcomputer und Zugmaschine (links). Eingespannte reale Zugprobe mit zwei Messwertaufnehmern (rechts).

Versuchsaufbaus und einer geschweißten Probe nur 19 transiente Signale detektierbar.

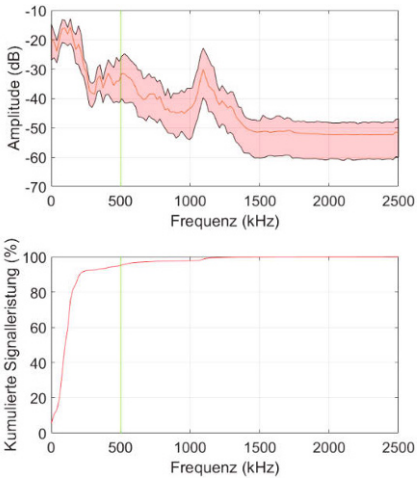


Abb. 4. Gemittelte Leistungsdichtespektren der transienten Risssignale. Dargestellt sind Minima, Maxima und Mittelwerte. Unten ist die kumulierte Signalleistung über die Frequenz aufgetragen. Bis 500 kHz enthält das Signal 95,5% der Signalleistung.

Um die Emissionen dieses Versuchs zu untersuchen, müssen die aufgezeichneten Messdaten lediglich mit Hilfe eines Hochpassfilters, sowie einer Schwellwertoperation

verarbeitet werden, da die Störsignale der Prüfmaschine vergleichbar klein sowie niederfrequent sind. Für ein System, welches die Messdaten in Echtzeit verarbeiten soll, ist es notwendig zu ermitteln welche Frequenzen bei diesen Signalen zu erwarten sind und somit die Abtastrate des Systems festzulegen. Hierfür werden die Periodogramme der aufgezeichneten transienten Körperschallsignale gemittelt und die kumulierte Signalleistung zur Abschätzung der Bandbreite verwendet. In Abbildung 4 sind hierfür die Spektren der aufgezeichneten Körperschallsignale dargestellt. Es zeigt sich, dass die transienten Signale Frequenzanteile von bis zu 1,4 MHz aufweisen. Wird die Signalleistung kumuliert zeigt sich, dass rund 95,5% der Signalleistung im Frequenzbereich $0 < f < 500$ kHz enthalten ist. Um diesen Frequenzbereich mit Hilfe eines Echtzeitsystems auszuwerten ist nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem eine Abtastrate von mindestens $f_s = 1000$ kHz erforderlich.

2.2 Ermüdungsversuche

In einer weiteren Versuchsreihe wurden Probegeometrien verwendet (Abbildung 2, rechts), welche Elementen des Trailerrahmens nachempfunden wurden, um diese Proben gezielt auf ihre Belastbarkeit sowie auf das Entstehen von akustischen Emissionen bei Risswachstum zu untersuchen. Anders als bei den statischen Zugversuchen wird diese Probe dynamisch mit einer sinusförmigen Krafteinwirkung beaufschlagt.

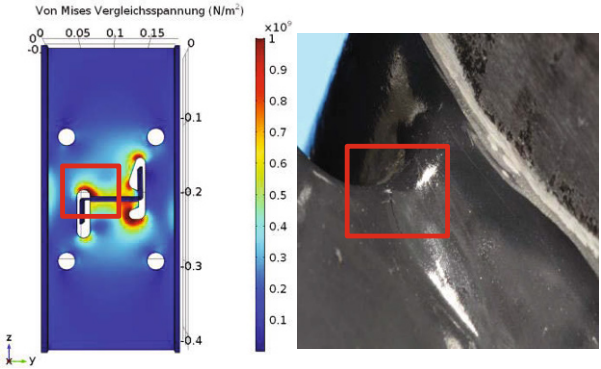


Abb. 5. Simulation der Von Mises Vergleichsspannung an der Probegeometrie eines Längsträgers (links). Darstellung eines makroskopisch erkennbaren Risses an der in der Simulation markierten Position (rechts).

Da diese Probe über keine Kerbe verfügt, an welcher der Ermüdungsiss initiiert wird, wurden die Von Mises Vergleichsspannungen mit Hilfe von COMSOL-Multiphysics berechnet und abgeschätzt, an welcher Position der Beginn des Risswachstums am wahrscheinlichsten ist. Abbildung 5 zeigt das Ergebnis der Simulation, bei welcher eine Kraft von F_x=10 kN angenommen wurde. Weiterhin ist eine geprüfte Probe dargestellt,

bei welcher bereits makroskopisch ein Riss erkennbar ist. Dieser Riss entstand zudem an jener Position, bei welcher auch in der Simulation die höchste Vergleichsspannung erwartet wurde.

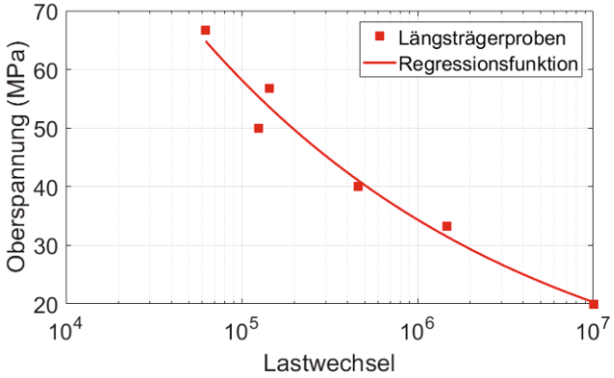


Abb. 6. Wöhler-Kurve der geprüften Längsträger. Eine Oberspannung von 66,7 MPa resultiert aus einer Belastung der Probe mit F_o= 10 kN

Mit Hilfe von sechs Schwingversuchen wurde die in Abbildung 6 dargestellte Wöhler-Kurve erzeugt, welche eine grobe Auskunft über die Schwingfestigkeit der Probegeometrie gibt. Da die Prüfmaschine anders als im statischen Zugversuch eine sinusförmige Kraftamplitude erzeugt, wird ein moduliertes Körperschallsignal erzeugt, wodurch die Auswertung der Daten mittels einfacher Schwellwertoperation nicht möglich ist. Aus diesem Grund wird ein Hochpassfilter genutzt um das Maschinengeräusch zu dämpfen. Anschließend wird die Stichprobenvarianz

$$\hat{\sigma}_i^2 = \frac{1}{L-1} \sum_{i=M}^{N} (x[i] - \hat{\mu}_i)^2 \tag{1}$$

des Signals in einem in einem Fenster der Größe L=N-M Samples berechnet. Da die Berechnung der Varianz mit L+2 Additionen sowie 3L Multiplikationen verbunden ist, wird in Anlehnung an [7] ein Ansatz verfolgt, bei welchem der Aufwand deutlich reduziert wird. Hierfür wird das Signal zunächst in einem separaten Vektor $x_c[i]$ kumuliert und abgelegt. In einem weiteren Vektor $x_{c2}[i]$ wird das Signal quadriert und ebenfalls kumuliert. Die Berechnung der Varianz erfolgt anschließend durch

$$\hat{\sigma}_i^2 = \frac{1}{L-1} \left(\sum_{i=M}^{N} x[i]^2 - 2\hat{\mu}_i \sum_{i=M}^{N} x[i] + L \cdot \hat{\mu}_i^2 \right). \tag{2}$$

Die Berechnung der Summen kann mit Hilfe der Summenvektoren durch

$$\hat{\sigma}_i^2 = \frac{1}{L-1} (x_{c2}[N] - x_{c2}[M] - 2\hat{\mu}_i (x_c[N] - x_c[M]) + L \cdot \hat{\mu}_i^2) \tag{3}$$

$$\hat{\sigma}_i^2 = \frac{1}{L-1} (x_{c2}[N] - x_{c2}[M] - 2L (x_c[N] - x_c[M])^2 + L \cdot \hat{\mu}_i^2) \tag{4}$$

$$\hat{\sigma}_i^2 = \frac{1}{L-1}\left(x_{c2}[N] - x_{c2}[M] - \frac{(x_c[N]-x_c[M])^2}{L}\right) \quad (5)$$

vereinfacht werden. Hiermit sind für die Berechnung der Varianz neben der einmaligen Berechnung der Summenvektoren nur drei Multiplikationen und drei Additionen notwendig. Mit Hilfe dieser Vorgehensweise ist es möglich Signalbursts aus dem Körperschallsignal zu extrahieren. Abbildung 7 zeigt ein beispielhaftes Signal, welches mit Hilfe dieser Vorgehensweise detektiert wurde.

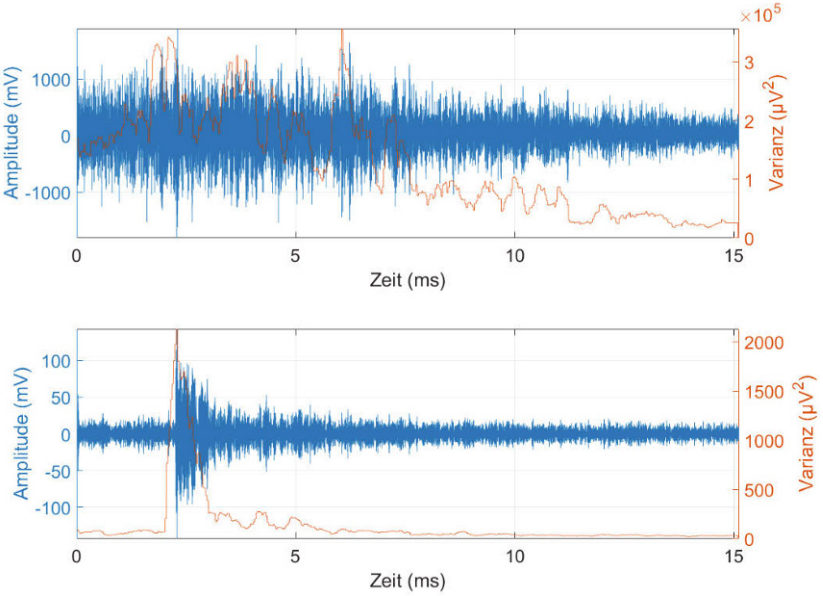


Abb. 7. Beispielsignal aus einem dynamischem Zugversuch. Darstellung des Rohsignals sowie der gleitenden Varianz des ungefilterten Signals (oben). Darstellung des gefilterten Signals und der zugehörigen gleitenden Varianz (unten).

Ein weiterer Versuch wurde unter Verwendung einer Maximalkraft von F_o=10 kN durchgeführt. Dieser wurde nur dann unterbrochen, sofern akustische Emissionen auf ein Einsetzen des Risswachstums hinweisen. Der Versuch wurde nach 3000 Lastwechseln sowie 38 detektierten akustischen Emissionen unterbrochen. Die anschließende metallografische Untersuchung zeigte, dass ein Riss mit einer Tiefe von 590 µm sowie ein weiterer Riss mit einer Tiefe von 890 µm entstanden ist (Vgl. Abbildung 8). Dieser Versuch zeigt, dass es unter Laborbedingungen möglich ist akustische Emissionen, welche auf ein Risswachstum hinweisen, in dynamischen Belastungsszenarien zu detektieren.

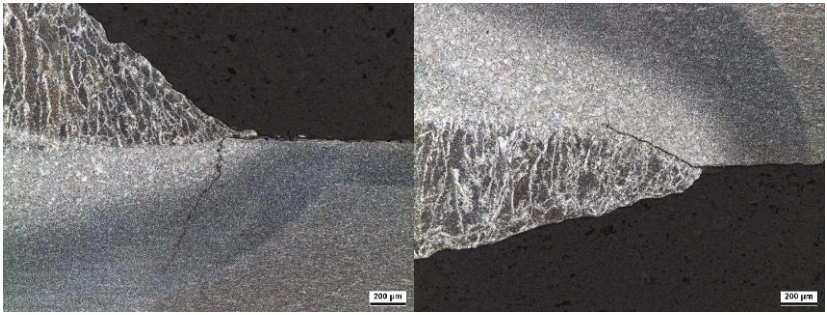


Abb. 8. Nach Abbruch des Schwingversuchs untersuchte Risse. Der links dargestellte Riss hat eine Tiefe von 890 µm während der rechts dargestellte Riss eine Tiefe von 590 µm aufweist.

2.3 Belastungsanalyse im Rahmen einer Messfahrt

In einem realen Fahrversuch wurden Messdaten gesammelt um Aufschluss über die Auftretenden Umgebungsgeräusche zu erhalten. Dabei wurde ein anspruchsvolles Streckenprofil abgebildet um unterschiedliche Verkehrssituationen und Straßenverhältnisse nachbilden zu können. Neben piezoelektrischen Körperschallwandlern wurden Dehnungsmessstreifen (DMS) verwendet, um die auftretende Belastung zu analysieren. Neben Abschnitten auf der Landstraße wurden Streckenabschnitte mit Bahnübergängen sowie Schotterstrecken gewählt. Die Daten wurden während der gesamten Messfahrt kontinuierlich aufgezeichnet. Um die Belastung des Aufliegers zu erhöhen wurde für eine Messfahrt eine Zuladung von 9,6 Tonnen transportiert. Die Auswertung der DMS-Signale, welche während einer beladenen Messfahrt aufgezeichnet wurden zeigen, dass Belastungsspitzen bei ausreichender Anzahl an Lastwechseln zu einer Rissbildung führen können. Die gemessenen Oberspannungen betragen im Maximum rund 50 MPa. Mit Hilfe des Wöhler-Diagramms aus Abbildung 7 lässt sich erkennen, dass eine vergleichbare Probe nach etwa 195000 Lastwechseln eine Strukturschädigung in Form eines Ermüdungsrisses aufweisen müsste. Da während der Messfahrt diese Lastspitzen jedoch nicht in dieser Häufigkeit erreicht wurden, ist das Auftreten eines Risses während des Versuchs nicht wahrscheinlich. Aus diesem Grund werden die Körperschalldaten verwendet um das Spektrum der auftretenden Umgebungsgeräusche zu untersuchen und mit den Eigenschaften der Rissbildungsprozesse aus den statischen Zugversuchen zu vergleichen. In Abbildung 9 ist ein gemitteltes Spektrum der auftretenden transienten Signale dargestellt. Im Vergleich zu den Spektren der Signale aus den statischen Zugversuchen enthalten diese Signale einen großen Anteil niederfrequenter Signalamplituden, wodurch die Notwendigkeit eines Hochpassfilters für die Vorverarbeitung der Sensorsignale deutlich wird. Für ein echtzeitfähiges System ist der zeitliche Abstand, mit welcher eine Detektion auftritt von besonderer Bedeutung. Je häufiger ein auffälliges Signal detektiert wird, desto häufiger muss dieses Signal weitergehend verarbeitet werden, wodurch weniger Zeit für die Berechnung der Signalmerkmale und die Klassifikation bleibt.

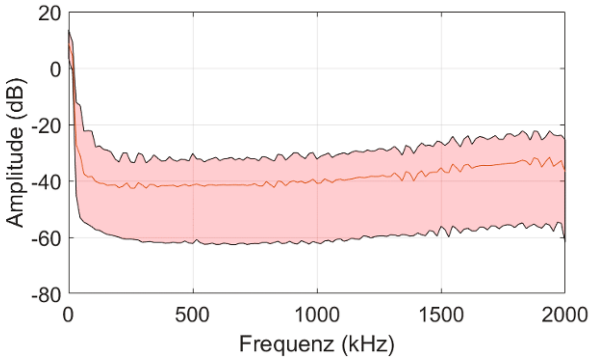


Abb. 9. Gemittelte Leistungsdichtespektren der transienten Signale. Eingezeichnet sind Minima, Maxima und Mittelwerte. Es zeigt sich deutlich, dass die aufgezeichneten Daten die größte Leistung im Frequenzbereich unter 60 kHz aufweisen.

Abbildung 10 zeigt ein Histogramm der zeitlichen Abstände, in welchen eine Signalaktivität detektiert wurde. Zusätzlich wurde hierbei ein Hochpassfilter verwendet, um bereits einen großen Teil der Umgebungsgeräusche zu entfernen. Es zeigt sich, dass ein eingebettetes System bei dieser Detektionshäufigkeit im Mittel rund 183,4 ms zur Verfügung hat um ein Signal zu verarbeiten und so eine Aussage über die Signalkasse treffen zu können. Da der Mittelwert dieser zeitlichen Abstände allerdings bedingt durch Ruhephasen wie Wartezeiten z.B. an Ampeln oder Kreuzungen sehr groß ist, wird der Median für eine Bewertung der Häufigkeit der zu verarbeitenden Detektionen verwendet.

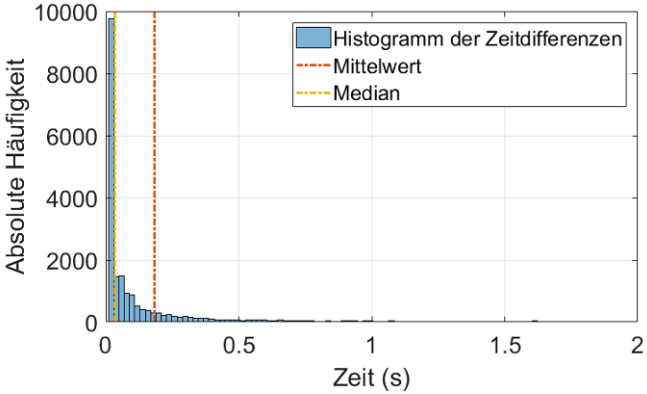


Abb. 10. Histogramm der zeitlichen Abstände der auftretenden Detektionen im Fahrversuch. Werte über zwei Sekunden wurden nicht dargestellt, da der maximale Abstand zwischen zwei Detektionen 43,05 Sekunden beträgt.

Dieser liegt bei 34 ms, was 81,5% kürzer ist als der berechnete Mittelwert. Da die Dauer eines Signalausschnitts bei 15 ms liegt, bedeutet dies, dass ein System das 2,2-Fache der Aufnahmezeit für die Auswertung der Sensordaten zur Verfügung hat.

3 Anforderungen an das Echtzeitsystem

Die Ergebnisse aus den durgeführten Zugversuchen führen zunächst zu grundlegenden Anforderungen an das Echtzeitsystem. Es zeigt sich, dass eine analoge Vorverarbeitung der Körperschallsignale von hoher Relevanz ist. Mit Hilfe einer analogen Filterschaltung können störende Schwingungen bereits vor der digitalen Verarbeitung stark gedämpft werden. So ist für die Detektion der transienten Signale eine Verwertung der niederfrequenten Signale mit $f<30$ kHz nicht zielführdend, da Aktivitäten wie der Bremsvorgang oder die Federung des Fahrwerks in jedem Fall zur Detektion von Signaltransienten führen. Aus diesem Grund wird die Verwendung eines Filters mit einer unteren Grenzfreqzenz von f_u=30 kHz vorgeschlagen. Weiterhin kann das Körperschallsignal verstärkt werden um den zur Verfügung stehenden Messbereich komplett auszunutzen. Die Abtastrate des Analog-Digital-Wandlers muss für die Erfassung der Körperschallsignale mindestens f_s=1 MHz betragen, wodurch zusätzlich ein Aliasingfilter mit einer Grenzfrequenz von f_o=500 kHz verwendet werden sollte. Bei einer Auflösung von 16 Bit führt dies zu einer Datenrate von 2 Mbit/s, weshalb der Einsatz eines FPGAs von Vorteil wäre. Um diesen Datenstrom zu segmentieren und so nur relevante transiente Signale zu verarbeiten kann das FPGA diese besonders zeitkritischen Aufgaben wie die SPI-Kommunikation mit dem ADC, die digitale Filterung, die Berechnung der laufenden Signalleistung und das durchführen einer Schwellwertoperation übernehmen. Für die Auswertung der Signale sowie das Setzen eines Pretriggers ist zusätzlich ein Ringspeicher notwendig, in welchem aufgrund der vorgestellten Berechnungsvorschrift mindestens das dreifache eines Signalausschnitts abgelegt werden kann. Dies führt bei einer Signaldauer von 15 ms zu einer minimalen Ringspeichergröße von 87,9 KB.

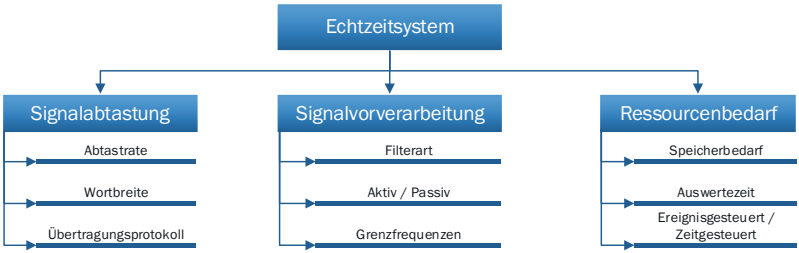


Abb. 11. Entscheidungsbaum zur Übersicht der diskutierten Designparameter.

Weiterhin können die Signalausschnitte nach einer Detektion zur erweiterten Verarbeitung an ein ereignisgesteuertes eingebettetes System übertragen werden. Für die Auswertung der Signalausschnitte steht im Median eine Bearbeitungszeit von 34 ms zur

Verfügung. Um komplexe Algorithmen effizient evaluieren zu können ist die Kompatibilität des Sensorknotens mit einer modellbasierten Entwicklungsumgebung wie Matlab/Simulink von Vorteil. Die Informationen zu einer Detektion sollen nach der Berechnung an weitere Sensorknoten übertragen werden können. Hierzu wird eine CAN-Schnittstelle vorgesehen. Abbildung 11 fasst die diskutierten Parameter des Echtzeitsystems in Form eines Entscheidungsbaums zusammen. Die jeweiligen Parameter wurden mit Hilfe der Ergebnisse aus den Zugversuchen, den Schwingversuchen als auch der durchgeführten Messfahrten begründet ausgewählt.

4 Systemvorstellung

Um alle Bereiche des Trailers überwachen zu können werden mehrere Sensorknoten eingesetzt. So kann ein Sensorknoten den vorderen Achsbereich überwachen, während ein zweiter Sensorknoten den hinteren Achsbereich überwacht. Für die Positionierung der Sensoren wurden weitere Messreihen zur Körperschallausbreitung am Trailerrahmen durchgeführt. Zusätzlich werden die Sensoren so positioniert, dass besonders gefährdete Bereiche der Rahmenstruktur überwacht werden können.

4.1 Verarbeitungskette der abgesetzten Sensorknoten

Aus der Analyse der aufgezeichneten Messdaten sowohl aus den Zugversuchen als auch aus der Messfahrt ergeben sich einige Anforderungen an das Sensorsystem. Neben einem piezoelektrischen Wandler, welcher ab einer Frequenz von etwa 30 kHz besonders empfindlich ist, unterliegt auch die Auswertungselektronik hohen technischen Anforderungen. Ein Großteil der Umgebungsgeräusche wird im unteren Frequenzbereich bis etwa 30 kHz erzeugt, was die Verwendung eines analogen Hochpassfilters bestärkt. Bei einer Abtastung der Sensorsignale mit einer Abtastrate von einem Megasample pro Sekunde und einer Bittiefe von 16 Bit werden in einer Sekunde bereits 2 MBit Daten pro Sensor erzeugt, was es notwendig macht die Daten mit Hilfe eines Field Programmable Gate Array (FPGA) vorzuverarbeiten. Dieser integrierte Schaltkreis eignet sich vor allem dann für Signalauswertungen, wenn große Datenströme verarbeitet werden müssen, da die Algorithmen in Form von logischen Schaltungen abgelegt werden. In [5] wurde ein ähnliches, jedoch batteriebetriebenes System vorgestellt.

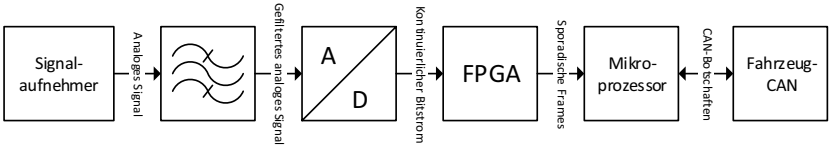


Abb. 12. Blockschaltbild des abgesetzten Sensorknotens.

Mit Hilfe des FPGAs kann entschieden werden, ob die erfassten Daten für eine weiterführende Klassifikation an einen Mikroprozessor gesendet werden sollten oder ob diese irrelevant sind und somit verworfen werden können. Abbildung 12 zeigt eine Skizze

eines Sensorknotens, welcher mit Hilfe der gesammelten Messdaten aus den Zug- und Fahrversuchen entwickelt wurde. Da die modellbasierte Entwicklungsumgebung eine zentrale Anforderung an das Sensorsystem darstellt, wurde ein Xilinx-FPGA-Modul mit externer Speichereinheit für die effiziente Datenvorverarbeitung gewählt. Weiterhin wird für die modellbasierte Algorithmenentwicklung ein Broadcom BCM2836 verwendet, in welchem ein Matlab-Simulink kompatibler ARM Cortex-A7 Prozessor integriert ist. Für die Kommunikation mit dem Fahrzeug-CAN kommt ein integrierter Controller des Typs MCP2515 zum Einsatz.

4.2 Sensornetzwerk

Da die einzelnen Knoten lediglich lokale Informationen bezüglich der erfassten Körperschallereignisse auswerten können, werden die vom Sensor analysierten Daten mit Hilfe einer zentralen Steuereinheit plausibilisiert. Mit Hilfe der Informationen aus dem CAN-Bus kann der aktuelle Fahrzeugzustand in die Bewertung der Körperschallereignisse einfließen. Ist das Fahrzeug beispielsweise unbeladen, so ist die Wahrscheinlichkeit für eine Schädigung des Rahmens geringer als bei einem voll beladenen Fahrzeug. Weiterhin kann eine grobe Richtungsschätzung mit Hilfe der Energie der aufgezeichneten Körperschallsignale vorgenommen werden [6], welche ebenfalls zur Verbesserung der Klassifikationsleistung genutzt werden kann.

5 Fazit

Im Rahmen von Zugversuchen und dynamischen Schwingversuchen wurden mit piezoelektrischen Wandlern akustische Emissionen aufgezeichnet. Diese Emissionen, welche bei der Bildung von Rissen im Material auftreten, zeichnen sich durch ein breitbandiges Spektrum aus. Mit Hilfe der aufgezeichneten transienten Signale und deren Spektren wurde eine nötige Abtastrate von f_s=1 MHz ermittelt. Um störhafte Signalanteile bereits vor der Analog-Digital-Umsetzung zu entfernen ist ein Hochpassfilter vorgesehen. Die Anforderungen an ein Echtzeitsystem sind aufgrund der Häufigkeit von auftretenden Körperschallsignalen im Fahrversuch hoch. Neben einem FPGA soll ein performanter ARM-Cortex A7 Prozessor die Messdaten verarbeiten. Die Kommunikation des Sensorverbunds erfolgt über ein CAN-Netzwerk. Aufgrund der hohen Abtastrate können hiermit jedoch keine Rohdaten, sondern nur Signalmerkmale ausgetauscht werden. Um das Konzept der Signalverarbeitungskette und des Echtzeitsystems zu validieren ist es notwendig eine weitere Messfahrt durchzuführen.

6 Literatur

1. Statistisches Bundesamt: Beförderungsmenge nach Hauptverkehrsrelation und Verkehrsträgern (2016).
2. Statistisches Bundesamt: Unfälle von Güterkraftfahrzeugen im Straßenverkehr, (2015).
3. K. Kishimoto, M. Kikuchi et al.: Acoustic Emission Behavior during Fatigue Crack Propagation in 304 Stainless Steel. Key Engineering Materials. 261-263 (2004).
4. Google Maps: Satellitenansicht von Passau vom 1.08.2017
5. Á. Lédeczi, T. Hay et al.: Wireless Acoustic Emission Sensor Network for Structural Monitoring, IEEE Sensors Journal 9(11), (2009)
6. D. Li und Y. H. Hu: Energy based collaborative source localization using acoustic microsensor array, EURASIP Journal on Advances in Signal Processing 2003.4 (2003).
7. B. Lehmann; K. Siantidis; I. Aleksi; D. Kraus: Efficient pre-segmentation algorithm for sidescan-sonar images, International Symposium on Image and Signal Processing and Analysis, (2011)

Sources for Fatigue Load Data

Dr. rer. nat. Albert Marquardt[1]

[1] Liebherr-Hydraulikbagger GmbH, Liebherrstraße 12, 88457 Kirchdorf/Iller, Germany
albert.marquardt@liebherr.com

Abstract. For the definition of fatigue life targets there are several data sources, which differ in quality and availability. High quality measurement campaigns can only be used for single test machines. Medium quality measurements systems are used on a field-test scale and with monitoring systems, low quality data is gathered for all machines. All the identified fatigue data leads to the identification of the customer load distribution and to the definition of the design and fatigue test load.

Keywords: Customer usage, load data monitoring, design load targets, fatigue testing.

1 Introduction

The products of the Liebherr-Hydraulikbagger GmbH vary widely in machine sizes, applications and customer types. The operating weight of wheeled excavators lies in between of 11 tons to 28 tons. The material handlers vary from 22 tons to 222 tons. The articulated dump truck has a size of 30 tons.

Fig. 1. Mobil excavator A918Compact

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_24

A machine and all machine components have to resist many different applications during machine lifetime, which we measure on existing machines. In practice, the loads on a machine are gained in three different ways, which differ in the number of observed operating hours and data quality (see chapter 0).

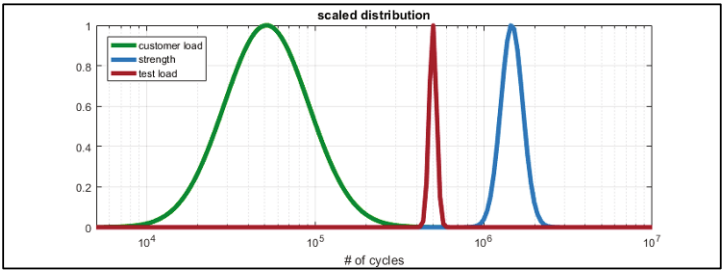


Fig. 2. Idealized one-dimensional distribution concept of customer loads (green line) vs. component strength (blue line) vs. test load (red line): the curves describe the probability density of a comparable load value.

After measuring load-describing channels, we derive a scalar number for describing the load severity in any channel. Many measurements lead to a statistical distribution of data. Our goal is to identify the customer load distribution for any load describing measurement channel (see **Fig. 2**). Later we replace the wide customer distribution by test procedures, which include the loading of most of the customers. In fatigue tests, the machine strength has to be proven for release.

The traditional dimensioning of machines is the reaction on failures in the field and failures in test procedures. The tests were defined and improved by the manufactures over decades and include a lot of engineering experience. Usually an improvement increased the test loads in the past. There was no natural mechanism to identify over dimensioning and decrease the design and test loads where possible.

The solution is the observation of loads in the field (**Fig. 2**: green curve) and the comparison to the design loads. This gives the possibility to identify changes in customer behavior (e.g. application distributions) to identify influences of assistance systems (e.g. cylinder damping and stabilization systems). The goal of our work is a database of loads describing the usage of our machines, where the data itself has different sources and quality.

2 Load Data Sources

In measurements, we have to compromise between the quality of data and the number of observed machines. This leads to three classes of load data sources. They differ in quality, accessibility and costs.

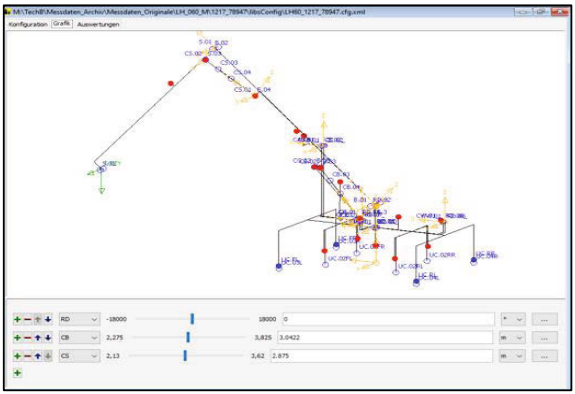


Fig. 3. Kinematic model of a LH 80 Material handler consisting of rigid body parts and joints

The load data acquisition starts with time series of sensor signals, which contain the load information for the machine. Kinematic and dynamic machine models (Fig. 3) estimate the component load signals, which are section forces at the component joints or intersection forces inside the component.

Following the methods widely described in [1] we analyze the load data with classification and counting methods (Rainflow counting, time at level histogram and power spectral density). The Rainflow counting method results in a Rainflow matrix and leads to level crossing and range pair histogram representation of the load data. For comparing many load signals, a characteristic number, the pseudo damage value, is needed. We get it by a damage calculation using a Wöhler line with arbitrary fixed location and a slope k=3, k=5 or k=7. By time normalization, the damage values get compatible of all measurements. For visualization, the equivalent amplitude value turned out to be meaningful.

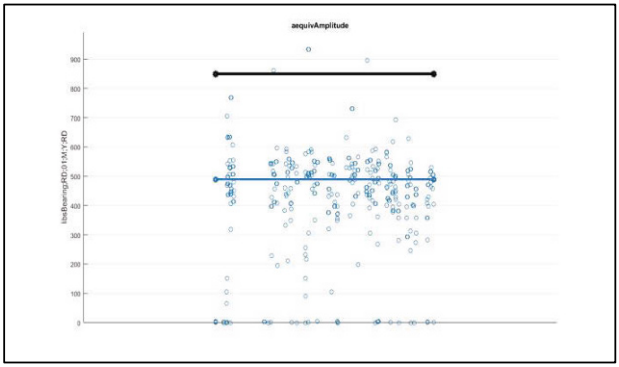


Fig. 4. Equivalent Amplitudes over date: development of measurements (blue circles), value for whole measurement project (blue line), design load of component (black line)

We compare the equivalent amplitudes of one measurement project with different applications and the equivalent amplitude of the overall project to the design load in one dimension (**Fig. 4**). Any damage number has the background of a time series with all possibilities of evaluations. In the time series even the multi-axiality of the signals is conserved. The corresponding range pairs and level crossings are shown in **Fig. 5**

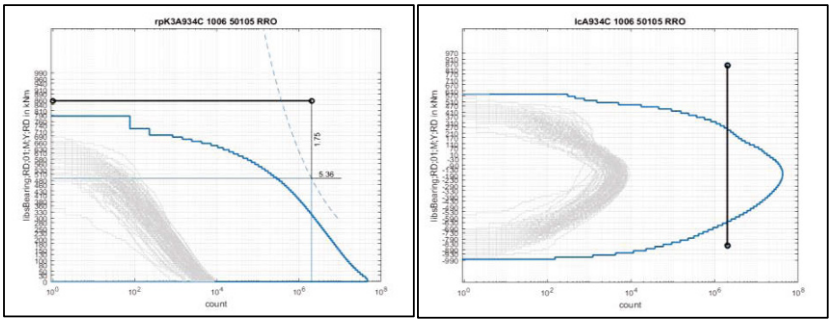


Fig. 5. Range Pair (left) and Level Crossing (right) histograms of the single measurements (grey), the whole project (bold blue), the equivalent amplitude as one step collective (blue) and the design load (black). The Range Pair histogram shows the factors in load (1.75) and lifetime (5.36) compared to the design.

2.1 High quality measurement campaigns for single machines

For measurement campaigns, we apply a large number of sensors on a machine (see **Fig. 7**). We choose the sensors such a way, that we can calculate any load-describing variables for all components.

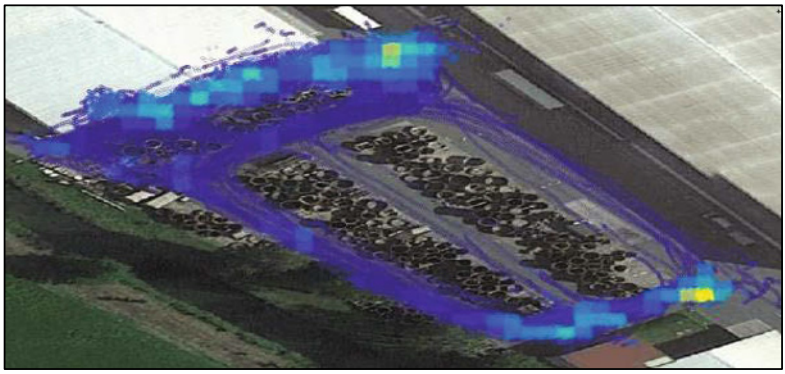


Fig. 6. Heat map generated from GPS data

The different sensor types are:

- A GPS unit records the location and orientation of the machine. The data shows the bird's eye view of the machines movement on the observed site
- inner displacements (s) and angles: the cylinder lengths and the angles between the excavators components give the location and orientation of the kinematic system
- hydraulic values (p, Q): pressures and flows describe the active forces and dynamics
- wheel and bolt forces (F): directly measured section forces describe the interaction with the environment by wheels, support and tool
- accelerations (a): the vibration behavior is derived from the acceleration sensors
- CAN signals: information on states and machine conditions are mapped in the machines own signals

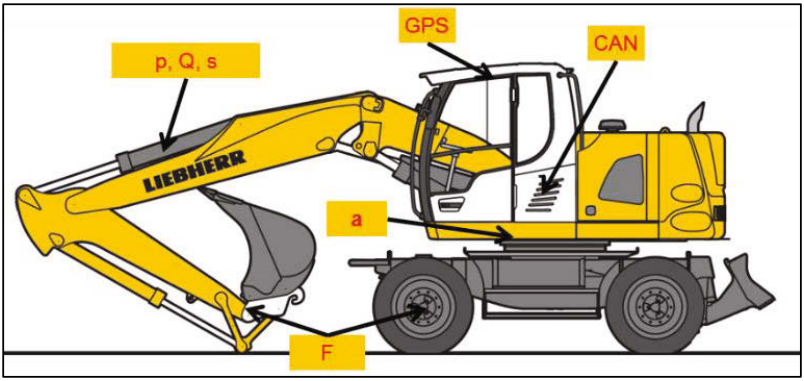


Fig. 7. Sensors for location (GPS), inner displacements (s), hydraulic values (p, Q), wheel and bolt forces (F), accelerations (a) and CAN signals

The equipped machine goes to different customers one by one. The customers are asked to replace their own machine with the measurement machine and work as they do anyway. A test engineer observes the machine and records metadata, like the application, the material and driver type and the weather conditions.

The result of the measurement campaign is a set of high frequency sample trace data with corresponding meta information and descriptions. With the methods described in Chapter 0 the machine and component load data is acquired.

The statistical evaluation gives load data distributions for any channel and component depending on the application. By mixing the applications with their statistically known weights we get the customer load distribution. Due to costs and time, we cannot perform such campaigns for all machine variants.

2.2 Medium quality measurements for field-test machines

A reduced measurement method for the most important load data is the application of a standard set of measurement sensors on selected machines. We record the sample trace data with the machine data logger with lower frequency than in chapter 2.1. The data includes the displacements and forces for the cylinders and the slewing gear, which counts depending on the machine in a range of 10 to 14 channels. In comparison to the measurement campaign, some information is lost, but this cost efficient method allows us to observe several machines in absence of measurement engineers over several months.

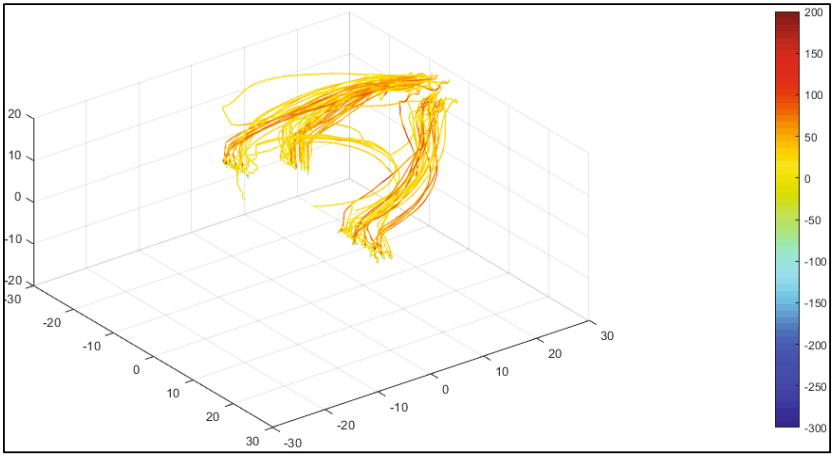


Fig. 8. 3D Tracing the stick tip of a material handler. The color denotes the vertical force at the stick tip (red: full loaded, yellow: empty, blue: upward contact force).

The sensor data is still enough to observe the movement and the loads from material interaction (see **Fig. 8**), which is good for calculating down to component loads on the machine working direction.

Again, we calculate back to the outer loads and the component loads respectively and analyze the load data. As the result, we can compare many different customer types.

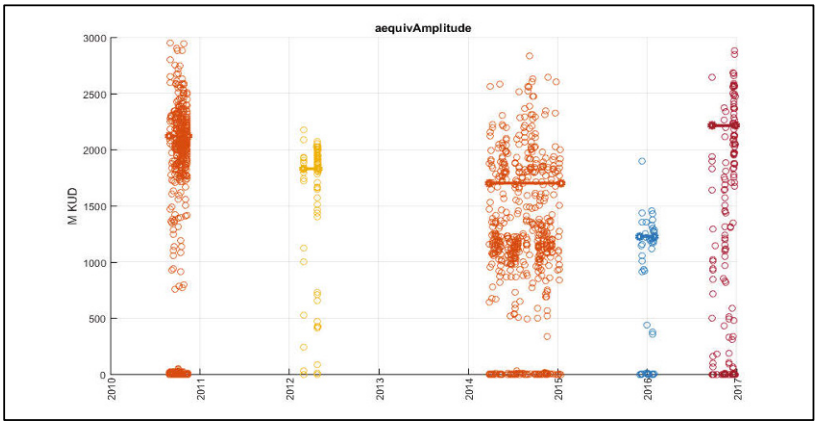


Fig. 9. Equivalent amplitudes of several machines in field and their distribution over date. The bold centerlines give the average value for each project (different colors).

This kind of data allows us to observe the development of loads over the years. It depends of course on the chosen customer and heavily on changes on the machine itself.

2.3 Low quality monitoring system for all machines

Thanks to assistance and safety systems, the machines get more and more sensors and computing abilities. Therefore, any machine is able to identify many of its load values itself and send it via a monitoring system to a database. Obviously, this load values have less quality then the time series data, but they are available for all machines owning the sensors. At least for the reduced number of load values we can directly observe the customer distribution. The machine creates the load data represented by Rainflow matrices and time at level histograms itself.

The big gain here is the possible observation of all machine owning the specific sensors. For analysis, statistical methods are needed. On **Fig. 10** the distribution of the use of engine capacity is shown. Due to the high number of observations, we get statistical representative data evaluations.

3 Design Load and Fatigue Test

Bringing it all together means a lot of technical work, that is still in progress at Liebherr-Hydraulikbagger GmbH. The databases for the load data sources need to be connected, such that the evaluation routines display the same values regardless of the original data source. The means for instance the Rainflow counting algorithm and its parameters are defined identically on the machine and in the offline calculation.

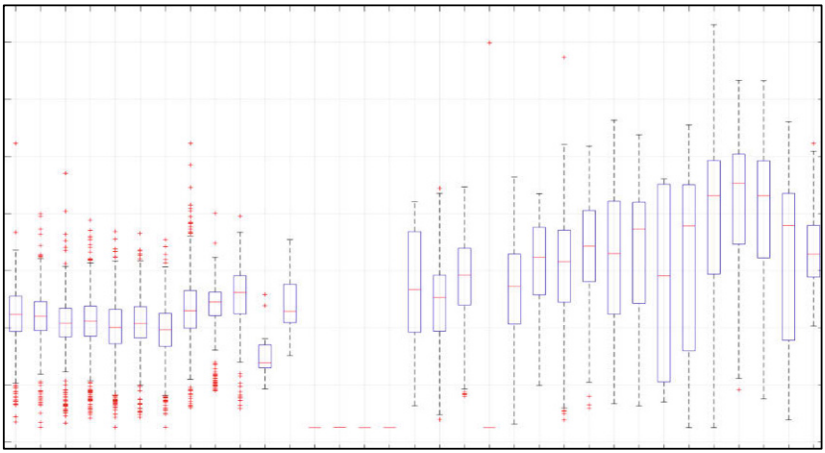


Fig. 10. Anonymized distributions of use of engine capacity (ordinate) grouped by machine types (abscissae) displayed as boxplots

Independently from the data source, we estimate the nonparametric customer load distribution where the same load channels are available (green line in **Fig. 2**). As the design load, we derive a high quantile value from the load distribution, depending on component type and safety and economic properties.

The test load (red line in **Fig. 2**) is more severe than the design load to get rid of statistical perturbation. We prove the machine components against the design load in fatigue analysis and the test load in fatigue tests. For full vehicle testing, we define reproducible load cycles on the proving ground. By using the test machine from the measurement campaign as a complex sensor, we get load values for all relevant load channels. By optimal combining the test load cycles to the design load, we define a test scenario for the corresponding customer usage. The independent load cycle description allows scaling to other machine sizes.

The high and medium measurements observe more load channels than the monitoring system. One has to decide in the single case if the correctness of the monitored load channels can be transferred to the not monitored load channels knowing the whole machine still behaves like an excavator.

The methods used here are not a new development. Doing measurements and load data analysis for the definition of design and test loads are of course state of the art. The main technical improvement here is the fusion of different data sources with different quality for definition and validation of load values before and during a machines lifetime.

References

1. Johannesson, P. (Editor), Speckert, M. (Editor): Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering. 1st edn. Wiley & Sons Ltd, Location (2013).

Automated Description of ECU-Behavior

Benjamin Steinvorth[1] und Eric Sax[2]

[1] Daimler Buses, EvoBus GmbH, Carl-Zeiss-Str. 2, 89231 Neu-Ulm, Germany
[2] Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Engesserstr. 5, 76131 Karlsruhe
benjamin.steinvorth@daimler.com

Abstract. A pure virtual functional safety testbench requires the knowledge about the exact ECU behavior. Often this knowledge is not at hand or not accessible because it is buried within binary compiled flashware. This paper describes a procedure for automatic extraction of the ECU behavior from CAN-logfiles. For that, a pairwise correlation analysis for all signals is conducted. The result can support the assumption of a causal relationship between the considered signals. Measured data serves for verification of this assumption. After that, a regression model describes the processing rules that generates an output signal with input signals. An artificial neural network examines how exhaustive this description is and if the available CAN-signals are sufficient to derive the ECU-behavior.

Keywords: Functional safety, simulation, signal processing, causality, correlation, artificial neural network.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_25

Automatische Beschreibung von ECU-Funktionen

Benjamin Steinvorth[1] und Eric Sax[2]

[1] Daimler Buses, EvoBus GmbH, Carl-Zeiss-Str. 2, 89231 Neu-Ulm, Germany
[2] Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Engesserstr. 5, 76131 Karlsruhe
benjamin.steinvorth@daimler.com

Abstract. Für die simulierte funktionale Absicherung wird die exakte Funktion von Steuergeräten benötigt. Oft liegt diese nicht, nur teilweise oder in Form von kompilierter Flashware vor. Dieser Beitrag stellt ein Verfahren vor, mit dem die Funktion eines Steuergeräts über die Auswertung von CAN-Logfiles automatisch ermittelt werden kann. Dazu wird die Korrelation aller gemessenen Signale paarweise bestimmt. Je nach Ergebnis begründet dies die Vermutung eines kausalen Zusammenhangs zweier Signale. Nach Prüfung der Vermutung anhand der gemessenen Daten beschreibt eine Regressionsfunktion die Verarbeitung eines Eingangs- zu einem Ausgangssignal in einem Steuergerät. Wie vollständig diese Beschreibung ist und ob die zur Verfügung stehenden CAN-Signale prinzipiell ausreichend sind, diese Funktion abzuleiten, wird anhand eines neuronalen Netzes geprüft.

Keywords: Funktionale Absicherung, Simulation, Signalverarbeitung, Kausalität, Korrelation, Neuronales Netz.

1 Einführung

Durch wachsende E/E-Anteile spielt die Absicherung von Software eine wichtige Rolle bei der Entwicklung neuer Funktionalitäten im Fahrzeug [1]. Etablierte XiL[a]-Methoden stoßen allerdings an ihre Grenzen, wenn immer komplexere E/E-Architekturen in immer zahlreicheren Fahrsituationen und Fahrzeugkonfigurationen geprüft werden müssen. Längst hat der dafür zu testende Variantenreichtum an ECU- und Softwarekombinationen die Möglichkeiten eines umfassenden hardwarebasierten Teststandes ausgeschöpft [2]. Die Absicherung komplexer Technologien, wie dem elektrischen Antrieb oder das autonome Fahren, ist für eine Markteinführung jedoch unerlässlich. Die Norm ISO 26262 zur funktionalen Sicherheit für Straßenfahrzeuge behandelt dabei in Abschnitt 6 explizit auch die Softwareebene. Parallel zur steigenden Komplexität setzt die Industrie deshalb branchenübergreifend auf softwarebasierte Simulationsansätze. Diese sollen Hardwarelösungen entweder ergänzen oder ablösen. So befasst sich z.B. [3] mit der Entwicklung eines virtuellen Testsystems für ein EPS[b]-Steuergerät, [4] entwickelt

[a] Testsystem das aus der Verbindung eines Hardware-in-the-Loop (HiL)-Systems mit einem Software-in-the-Loop (SiL)-Systems entsteht
[b] EPS – Eletric Power Steering, i.w.S.: Servolenkung

einen softwarebasieren Test für ein Gerät zur Höhenbestimmung von Satelliten und die Simulation einer Steuereinheit für Formationsflüge von Helikoptern wird in [5] untersucht.
Der Erfolg der Mobilität in der Zukunft hängt also konsequenterweise von der Erforschung neuer Methoden zur Absicherung und Validierung von Fahrzeugsoftware ab, die bis hin zu einem umfassenden virtuellen Teststand reichen. Wir entwickeln XiL 2.0.

2 Problemstellung

Die Hardware-in-the-Loop Technologie simuliert die technische Umgebung eines zu testenden Steuergeräts. Dieses „system under test“ erzeugt anhand definierter Eingangsgrößen messbare Ausgangsgrößen. Zur Bestimmung eines Testergebnisses werden diese mit erwarteten Sollgrößen verglichen [6].

Damit die verbleibende Hardwarekomponente ebenfalls durch ein Modell ersetzt werden kann, das zu untersuchende Steuergerät also virtuell nachgebildet wird, muss das funktionale Verhalten des Steuergeräts exakt bekannt sein. In der Regel liegt diese Information aber nicht bei den Fahrzeugherstellern vor. Aus deren Sicht sind die einzelnen Steuergeräte und deren Flashware „black-box“ Subsysteme, die sie von Zulieferern beziehen [7] [8]. Solche Systeme im Rahmen eines Systemintegrationstests virtuell abzubilden, ist den dafür verantwortlichen Fahrzeugherstellern also zunächst nicht möglich.

Um trotzdem einen virtuellen Teststand realisieren zu können, soll hier ein Verfahren vorgestellt werden, das die Funktionalitäten real verbauter Steuergeräte mit deren jeweiligen Flashware-Versionen automatisiert erfasst (misst) und kompakt beschreibt. Mit den Ergebnissen kann dann beispielsweise ein virtueller Systemintegrationstest für neue Flashware fahrzeugindividuell durchgeführt werden.

3 Zugangspunkte

Als Zugangspunkte[c] zu den Steuergeräten sollen zunächst ausschließlich Signale innerhalb von Nachrichten der CAN-Bussysteme im Fahrzeug dienen (ISO 11898 bzw. ISO 11519). Als „Signal“ wird dabei der Wert eines definierten Abschnittes einer CAN-Nachricht (Frame) verstanden (Transfer-Layer, OSI-Level 2[d]). Die Zuordnungen einzelner CAN-Frame Abschnitte zu bestimmten logischen Signalen sowie deren Sendeintervalle, Priorisierungen und Übersetzungen in Klartext ist den Fahrzeugherstellern bekannt („CAN-Matrix“, dbc-Datei). Zudem geht daraus hervor, welche Signale von

[c] Auch „access point“. „Schnittstelle welche eine Systemgröße […] zur Verfügung stellt“ [6]. Z.B. Ein- und Ausgänge von Steuergeräten aber auch Anschlüsse an Bussysteme oder extra vorgesehene Schnittstellen in Systemen um interne Zustände verfügbar zu machen („Design for Testability“).

[d] Data Link Layer im OSI-Schichtenmodell nach ISO 1978. Siehe auch ISO/IEC 7498-1

welchen Steuergeräten gesendet und empfangen werden. CAN-Signale können im Fahrzeug leicht aufgezeichnet und z.B. über geeignete Funkstrecken auf Backend-Server übertragen werden.

4 Kausalität von CAN-Signalen

Abbildung 1 zeigt den zeitlichen Verlauf zweier (Powertrain) CAN-Signale des Motorsteuergeräts für etwa *60* Sekunden: Die Position des Gaspedals (AccelPdlPosn) und den gemessenen Kraftstoffmassenfluss (FuelMassFlowRate). Für die weiteren Überlegungen spielen die konkreten Messwerte und –einheiten dieser und der weiteren Verteilungen keine Rolle und sind deshalb aus den Darstellungen entfernt worden.

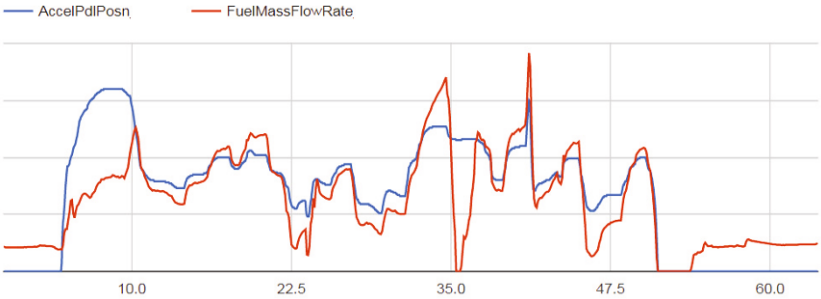


Abb. 1. Zeitlicher Verlauf der CAN-Signale für die Gaspedalposition und den Treibstoffmassenfluss

Der Verlauf des Kraftstoffmassenflusses scheint über weite Strecken dem Verlauf der Gaspedalposition zu folgen. Daraus folgt die Vermutung eines kausalen Zusammenhangs zwischen beiden Signalen - konkret die Vermutung, dass das Motorsteuergerät den Kraftstoffmassenfluss aus der Gaspedalposition berechnet.
Besteht zwischen Signalen ein kausaler Zusammenhang sollen die „verursachenden“ Signale als „unabhängig“ bezeichnet werden. Das daraus berechnete Signal heißt folglich „abhängiges“ Signal.
Die Kausalitätsvermutung zwischen den unabhängigen Signal der Gaspedalposition und dem abhängigen Signal des Kraftstoffmassenflusses kann durch eine Korrelationsanalyse näher quantifiziert werden. Allerdings müssen die CAN-Signale dafür vorher aufbereitet werden.

5 Datenaufbereitung

Eine Verarbeitung der CAN-Signale im Rahmen einer Korrelationsanalyse ist dann möglich, wenn die gemessenen Signale auf einer einheitlichen zeitlichen Skala vorliegen. Außerdem müssen beide Signale in gleicher Frequenz aufgezeichnet worden sein. Durch den Broadcast-Charakter des CAN-Protokolls (vgl. z.B. [9]) liegen zwei Signale

allerdings niemals zum exakt gleichen Zeitpunkt vor. Zudem können Signale beliebiger Frequenz voneinander abhängen.
Zur Harmonisierung unterschiedlicher Messreihen werden nur Messpunkte der abhängigen Zeitreihe $\{y(t_i)\}$ betrachtet. Messwerte der unabhängigen Signale $\{x_k(t_m)\}$ werden zu den Messzeitpunkten $\{t_i\}$ der abhängigen Zeitreihe generiert, indem der letzte, vor diesem Zeitpunkt erfasste Wert der unabhängigen Zeitreihe als Messwert zu diesem Zeitpunkt verwendet wird (Abbildung 2). Alle anderen Werte der unabhängigen Zeitreihe werden verworfen.

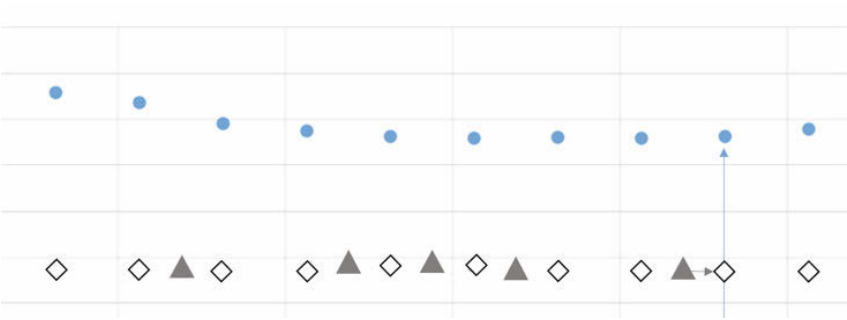


Abb. 2. Zeitlicher Signalverlauf zweier Messungen zur Visualisierung der Datenvorbereitung. Die Zeitreihe der unabhängigen Variablen (▲) wurde an den Messzeitpunkten der abhängigen Variablen (●) um den jeweils zuletzt gemessenen Wert ergänzt (♦).

Dieses Vorgehen basiert auf der Überlegung, dass das Steuergerät nur Messwerte der Vergangenheit in die Berechnung des abhängigen Signals einfließen lassen kann.

Die Daten des Beispiels aus Abbildung 1 wurde entlang dieses Vorgehens aufbereitet. Außerdem wurden anschließend nur Werte berücksichtigt, die zwischen *23s* und *34s* nach Messbeginn liegen. In diesem Zeitraum wurde die Kupplung konstant geschlossen gehalten. Damit sollen besondere Effekte wie das Starten des Fahrzeugs oder Schaltvorgänge zunächst ausgeblendet werden. Die Behandlung dieser Fälle wird im Ausblick dieser Arbeit diskutiert.

6 Vollständigkeitsanalyse mit Neuronalen Netzen

Bevor mit der Korrelationsanalyse begonnen wird, erscheint eine Untersuchung der zur Verfügung stehenden Datenquelle sinnvoll: Sind die vorliegenden CAN-Signale theoretisch ausreichend, um den Kraftstoffffluss vollständig zu modellieren? Denkbar wäre, dass hierfür wesentliche Daten nur innerhalb des Steuergeräts vorliegen oder über andere Wege ausgetauscht werden (z.B. LIN oder Ethernet).

Um diese Frage zu beantworten wird aus den CAN-Matrizen bestimmt, welche Powertrain-Signale überhaupt vom Motorsteuergerät gelesen werden. Anschließend werden alle Signale außer Acht gelassen, für die im betrachteten Zeitraum keine oder nur konstante Werte vorliegen. Da Signale mit nicht-nominalen Werten im Regressionsmodell nicht verarbeitet werden können, entfallen auch diese. Übrig bleibt eine Menge von *25* Powertrain-Signalen, die vom Motorsteuergerät gelesen werden und für die Berechnung des Kraftstoffflusses in Frage kommen.

Mit Hilfe eines neuronalen Netzes [10] soll nun geprüft werden, ob diese Daten genügend Informationen enthalten, um den Kraftstoffverbrauch lückenlos abzuleiten. Da das trainierte neuronale Netz keine Information zum Berechnungsvorgehen der prognostizierten Größe liefert[e], sind so erzeugte Modelle ungeeignet, die Steuergerätfunktion zu beschreiben. Allerdings kann mit einem geeigneten Vergleich des vorhergesagten und tatsächlich gemessenen Kraftstoffflusses ein Bestimmtheitsmaß r^2 [11] abgeleitet werden (siehe auch Kapitel 8). Es gibt an, wie viel Prozent der Streuung des modellierten Werts durch die Eingangssignale beschrieben wird.

Obwohl die Details des zugehörigen Modells unbekannt sind, ist r^2 ein Maß für die Vollständigkeit der vorliegenden Information: Ist r^2 eins, kann mit hoher Wahrscheinlichkeit davon ausgegangen werden, dass die vorliegenden *25* Powertrainsignale ausreichen, um den Kraftstoffverbrauch ausreichend zu modellieren.

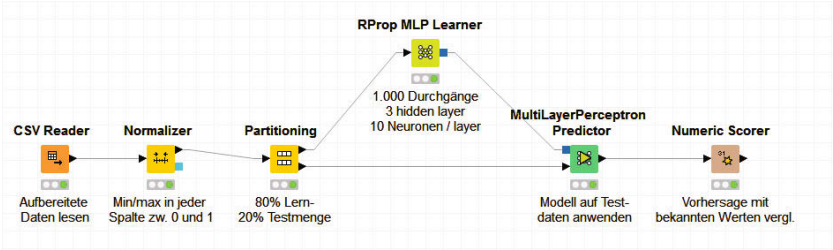


Abb. 7. Anwendung eines neuronalen Netzes in KNIME.

Abbildung 7 zeigt den Verarbeitungsstrom zum Trainieren und Testen des neuronalen Netzes in KNIME [12]. Nach Einlesen und Normalisieren[f] der aufbereiteten Daten werden 80% zum Trainieren des Netzes verwendet (RProp MLP [13]). 20% der Daten dienen als Testmenge. Die Berechnung des Bestimmtheitsmaßes übernimmt ein „numeric scorer"-Knoten. Das Netz besteht aus 3 hidden Layer und 10 Neuronen je Layer, es iteriert 1.000-mal.

[e] im Gegensatz zu Modellen der Regressionsanalyse

[f] Min/Max Normalisierung: Minimaler und maximaler Wert einer Spalte werden auf 0 bzw. 1 gesetzt, alle Werte dazwischen entsprechend linear transformiert.

Nach der Berechnung von 20 zufällig erstellten unterschiedlichen Lern- und Testmengen ergibt sich

$$r^2 = 0{,}9932 \pm 0{,}0050$$

mit der Standardabweichung der Einzelergebnisse als Fehlerwert. Das Ergebnis legt nahe, dass die vorliegenden CAN-Signale tatsächlich ausreichend sind, einen großen Teil des Kraftstoffflusses zu beschreiben. Die sehr geringe Abweichung zu eins könnte auch in den kumulierten Messfehlern der Eingangssignale begründet liegen. Außerdem wird der Kraftstofffluss auf dem CAN als Messgröße eines zugehörigen Sensors bereitgestellt. Das Steuergerät berechnet aber eine Regelgröße „Soll-Kraftstofffluss". Die Reaktionsträgheit zwischen angeforderter Sollgröße und gemessenem Ist-Durchfluss spielt also auch eine Rolle. Diese Trägheit und andere indirekt beobachtbare Systemgrößen werden im Rahmen einer Folgearbeit näher untersucht (siehe Ausblick).

Nach Datenvorbereitung und Untersuchung der Vollständigkeit der Quelldaten soll nun die Signalkorrelation für die Beispiele Kraftstofffluss und Gaspedalposition beleuchtet werden.

7 Korrelation und Signifikanz

Eine notwendige Voraussetzung für einen kausalen Zusammenhang ist die signifikante[g] Korrelation der Signale (vgl. z.B. [11]). Zwei Signale ***x*** und ***y*** sind stark (linear) korreliert, wenn der Betrag des Korrelationskoeffizient nach Pearson

$$\left|\rho(x, y)\right| = \left| \frac{\sum (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum (x_i - \bar{x})^2 \sum (y_i - \bar{y})^2}} \right|$$

in der Nähe von *1* liegt. Liegt der Koeffizient um *0,* besteht zwischen den Signalen kein (linearer) Zusammenhang. Angewendet auf das Beispiel der beiden Signale „Gaspedalposition" und „Kraftstofffluss" ergibt sich ein Korrelationskoeffizient

$$\rho(x, y) = 0{,}9870$$

Die beiden Signale sind also stark linear korreliert. Nun muss geprüft werden, ob dieses Ergebnis zufällig ist. Dies geschieht mit Hilfe der Signifikanz: Mit einer Wahrscheinlichkeit *P* ist die Korrelation signifikant, wenn die Prüfgröße

[g] Signifikant ist ein Ergebnis, wenn es unwahrscheinlich ist, dass es zufällig zustande kam.

$$PG = \left| \frac{\rho\sqrt{n-2}}{\sqrt{1-\rho^2}} \right|$$

größer ist als der Wert der Studentschen t-Verteilung *t(n-2, P)* mit *n-2* Freiheitsgraden (n = Anzahl Messwerte für ein Signal). Im Beispiel liegen *109* Messwerte im betrachteten Zeitraum. Damit ergibt sich die Prüfgröße zu

$$PG = 63{,}5241$$

Bei *100* Freiheitsgraden ist die Korrelation mit einer Wahrscheinlichkeit von *99,8%* nicht zufällig, wenn die Prüfgröße größer als *3,174*[h] ist. Die Korrelation der beiden Signale ist also (sehr) signifikant mit einem Signifikanzniveau[i] von

$$\alpha = 100\% - 99{,}8\% = 0{,}2\%$$

Damit ist allerdings noch kein kausaler Zusammenhang zwischen der Gaspedalposition und dem Kraftstoffffluss im Motor belegt. Dafür muss zusätzlich ausgeschlossen werden, dass die Korrelation nicht über dritte, nicht untersuchte Einflussgrößen „vermittelt" wurde (Scheinkorrelation, auch „Moderator-Effekt", vgl. z.B. [14]). Für die weitere Analyse soll jedoch ein kausaler Zusammenhang unterstellt werden. Die belegende Untersuchung dafür erfolgt im Rahmen der multivarianten Korrelation und Regression in Kapitel 9.

8 Bivariate lineare Regression

Wie oben gezeigt, verwendet das Motorsteuergerät die Gaspedalposition als signifikante Einflussgröße zur Regulierung des Kraftstoffflusses. Außerdem scheint die Regulierung im betrachteten Zeitraum linear erfolgt zu sein. Mit Hilfe der Regressionsanalyse [11] soll nun der genaue mathematische Zusammenhang rekonstruiert werden, nach dem die Kraftstoffmenge aus der Gaspedalposition berechnet wird.

[h] Die Werte der t-Verteilung sind tabelliert (z.B. in [15])
[i] Das Signifikanzniveau wird auch als p-Wert (engl. „p-value") bezeichnet.

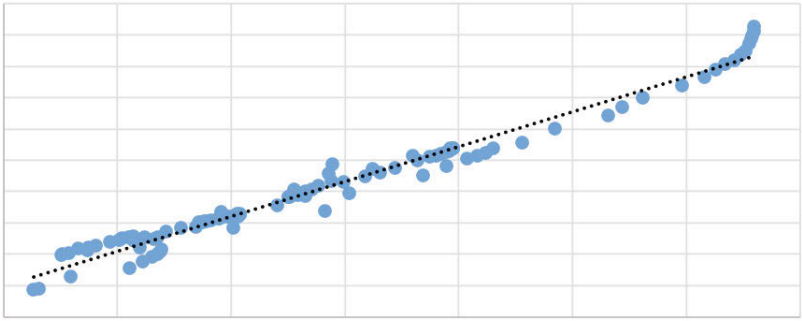


Abb. 3. Messwerte der Gaspedalposition und des Kraftstoffflusses für alle Zeitpunkte inkl. Regressionsgeraden.

Dazu werden zu jedem Messzeitpunkt die Messwerte der beiden Zeitreihen gegeneinander aufgetragen (Abbildung 3). Da eine lineare Korrelation zwischen den Signalen vorliegt, wird auch ein (in den Modellparametern β_i) lineares Regressionsmodell gewählt. Im einfachsten Fall ist dies eine Gerade

$$\hat{y}_i(x_i) = \beta_0 + \beta_1 x_i$$

deren Koeffizienten β_0 und β_1 anhand der Verteilung über die Methode der kleinsten Quadrate [11] geschätzt werden. y_i steht für die modellierten Werte der anhängigen Variable „Kraftstoffffluss“, x_i für die Messwerte der unabhängigen Variable „Gaspedalposition“. Die Parameter ergeben sich zu

$$\beta_0 = -6{,}0539 \text{ und } \beta_1 = 0{,}4454$$

Damit ist bereits ein Modell des Kraftstoffflusses gefunden. In Abbildung 4 ist der damit resultierende Verlauf des Kraftstoffflusses neben dem tatsächlich gemessenen dargestellt. Die Güte des Modells scheint bereits recht gut zu sein: Modell und Messung weisen visuell einen große Übereinstimmung auf. Im Rahmen der Modellvalidierung soll die Güte des Modells näher gefasst werden.

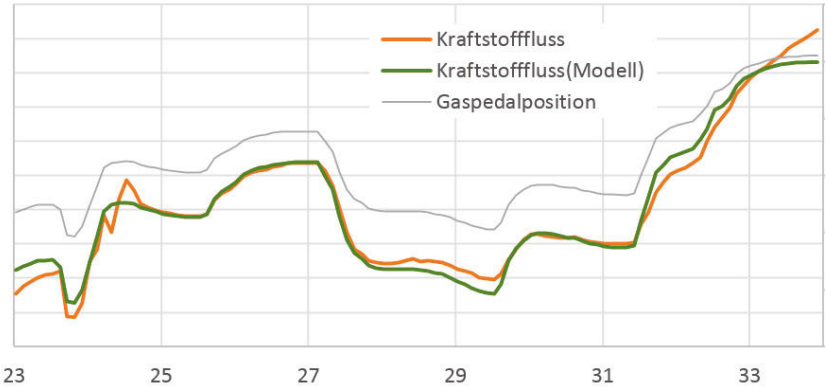


Abb. 4. Vergleich des Modells (grün) mit dem gemessenen Kraftstoffffluss in Abhängigkeit der Gaspedalposition. Dargestellt ist nur der betrachtete Ausschnitt der Zeitreihen (23-34s nach Messbeginn).

Zunächst wird das Bestimmtheitsmaß r^2 berechnet. Ließe man die unabhängige Variable unberücksichtigt, wäre das bestmögliche Modell der (konstante) Mittelwert aller Beobachtungen der abhängigen Variablen. Das Bestimmtheitsmaß gibt die prozentuale Verbesserung des Modells an, die entsteht, wenn die unabhängige Variable in das Modell aufgenommen wird. Sie berechnet sich nach

$$r^2 = \frac{\sum (y_i - \bar{y})^2 - \sum (y_i - \hat{y})^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2} = 0{,}9742$$

Das Modell der Berechnung des Kraftstoffflusses erklärt mit der Gaspedalposition also *97,42%* der Streuung der Messwerte für den Kraftstoffffluss. Zieht man zu jeden Zeitpunkt die modellierten Werte von den tatsächlich gemessenen Werten ab, erhält man die Residuen des Modells [16]. Sie beschreiben Einflüsse, die nicht durch die Regression abgebildet sind. Idealerweise sind dies nur noch zufällige Störgrößen und damit um Null normalverteilt. Außerdem sollten die Residuen keine Autokorrelation mehr aufweisen [17]. Abbildung 5 zeigt die verbleibenden Residuen und die Autokorrelationsfunktion. Über einen Shapiro-Wilk Test [18] kann geprüft werden, ob eine Verteilung der Normalverteilung entspricht. Im vorliegenden Fall ist dies nicht gegeben. Außerdem kann aus Abbildung 5 (rechts) entnommen werden, dass die Autokorrelation mindestens bis zu Lag 7 über dem Signifikanzniveau liegt. Damit liegt die Vermutung nahe, dass das Motorsteuergerät weitere Einflussgrößen zur Berechnung der Kraftstoffmenge verwendet.

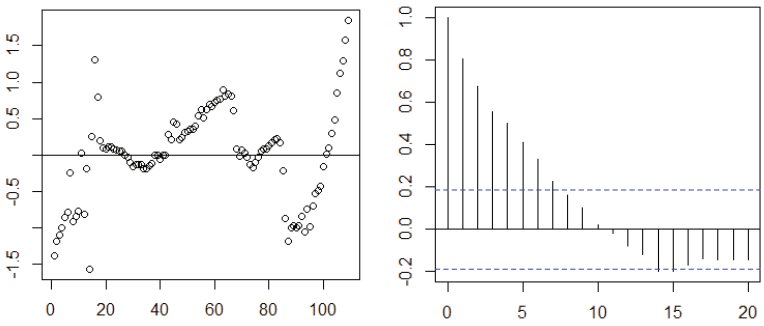


Abb. 5. Residuen des gefundenen bivariaten linearen Regressionsmodells (links) und Autokorrelationsfunktion (rechts). Der Kraftstoffffluss scheint von weiteren Einflussgrößen abhängig zu sein.

9 Multivariate lineare Regression

Mit Hilfe der Gaspedalposition kann 97,42% der Streuung der Messwerte für den Kraftstoffffluss erklärt werden. Allerdings legen sowohl die Vollständigkeitsanalyse aus Kapitel 6 als auch die Ergebnisse der bivariaten linearen Regression nahe, dass es weitere CAN-Signale gibt, die Einfluss auf die Berechnung des Kraftstoffflusses im Motorsteuergerät haben. Diese sollen im Rahmen einer multivariaten linearen Regression herausgearbeitet werden.

Ausgangspunkt ist die in Kapitel 6 hergeleitete Menge von 25 Signalen, die bei der Berechnung theoretisch von Relevanz sein könnten. Verwendet man all diese Signale, um in einem linearen Regressionsmodell

$$\hat{y}_i(x_i) = \beta_0 + \sum_{k=1}^{25} \beta_k x_i$$

die Koeffizienten $\{\beta_j\}$ zu bestimmen, ergibt sich ein Bestimmtheitsmaß von

$$r^2 = 0{,}9954$$

Damit ist ein Modell gefunden, das sehr nahe am optimalen Ergebnis aus Kapitel 6 liegt. Mit Blick auf die Signifikanz sind hierin allerdings noch viele nicht signifikante Einflüsse berücksichtigt. Im Sinne einer schlanken Beschreibung sollen sie entfernt werden. Dazu wird zunächst wird die bivariate Korrelation jedes Signals mit dem Kraftstoffffluss bestimmt (Abbildung 6).

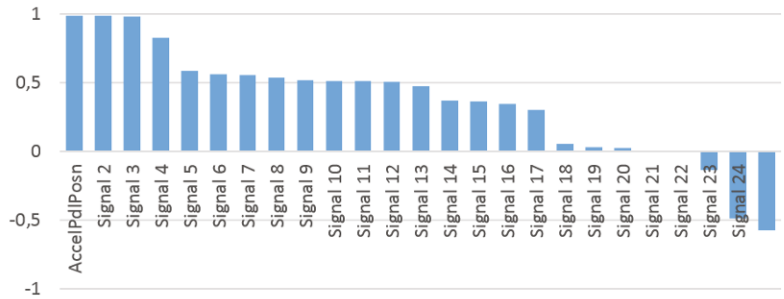


Abb. 6. Korrelationswerte jedes theoretisch in Frage kommenden Signals mit dem Kraftstoffffluss.

Einige Signale weisen keine oder eine nur sehr schwache Korrelation mit dem Kraftstoffffluss auf. Sie können Schritt für Schritt entfernt werden, wenn sich durch ihr Fehlen das Bestimmtheitsmaß nicht verschlechtert. So können die relevanten Signale auf *10* reduziert werden. *3* weitere Signale können entfernt werden, indem für die Signale *1, 5, 13* und *15* statt einer Geraden als Regressionsfunktion ein Polynom *4*. Grades verwendet wird.

Das so gefundene Modell für die Berechnung des Kraftstoffflusses hängt von *7* CAN-Signalen ab. Neben der Gaspedalposition spielen Druck und Temperatur der Abgasnachbehandlung, die aktuelle Motorlast und die momentane Steigung der Straße eine Rolle. Das Modell erreicht mit einem Bestimmtheitsmaß von

$$r^2 = 0{,}9977$$

das optimale Ergebnis des neuronalen Netzes aus Kapitel 6 (r^2 = 0,9932 +/- 0,0050). Abbildung 8 zeigt die Verteilung der Residuen des multivariaten Modells sowie die Autokorrelationsfunktion. Hieraus geht hervor, dass die Autokorrelation der Residuen fast verschwunden ist. Ein weiterer Shapiro-Wilk Test bestätigt, dass die Residuen normalverteilt sind. Damit ist ein nahezu optimales Modell für die Berechnung des Kraftstoffflusses im Motorsteuergerät gefunden.

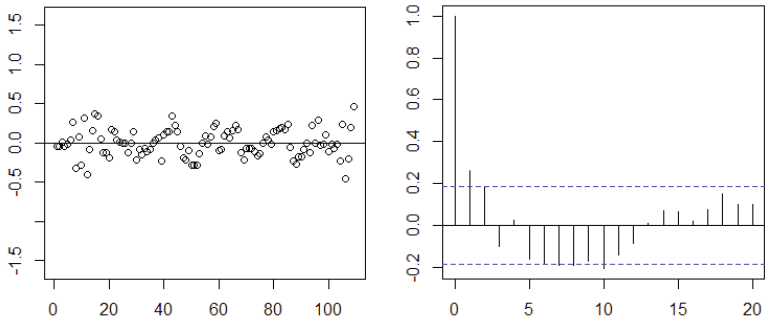


Abb. 7. Verteilung der Residuen des multivariaten linearen Regressionsmodells (links) sowie deren Autokorrelationsfunktion (rechts). Das Modell erfasst nahezu alle modellierbaren Einflüsse.

10 Zusammenfassung und Ausblick

Der Ansatz zur Beschreibung von ECU-Funktionen mittels Signalkorrelationen erweist sich als vielversprechend: Anhand aufgezeichneter CAN-Signale konnte eine Regressionskurve gefunden werden, die die Funktionsweise des Steuergeräts mit hohem Bestimmtheitsmaß abbildet. Damit steht die ECU-Funktionalität zur Implementierung in einen rein virtuellen Teststand zur Verfügung. Im Vergleich zu hardwarebasierten Methoden kann so besonders schnell, kosteneffizient und vor allem fahrzeugindividuell getestet werden.

Das gewählte Beispiel basiert auf recht einfachen Zusammenhängen. Durch die geeignete Wahl der Regressionsmodelle sollte das Verfahren auch in der Lage sein, deutlich komplexere Funktionen erfolgreich zu modellieren. Hierzu werden weitere Untersuchungen angestellt die auch Steuergeräteübergreifende Funktionen beleuchten. Außerdem werden folgende Richtungen weiterverfolgt:

- Die Erfassung der potentiell abhängigen Signale wird Automatisiert und für alle vorhandenen Signale durchgeführt. So können Signalwirkketten automatisch dargestellt werden.
- Der zeitliche Versatz zwischen dem Steuersignal für einen Aktuator und der gemessenen Reaktion des Fahrzeugs hierauf wird herausgearbeitet. So wird das Zeitverhalten des Gesamtsystems in einem virtuellen Teststand berücksichtigt. Außerdem sind so Rückschlüsse auf nicht direkt gemessene Größen wie die Fahrzeugmasse, Reibungswerte oder Windwiderstände möglich.
- Die Regression wird auf (in den Parametern) nichtlineare Modelle erweitert. Es wird erwartet, dass sich dies positiv auf die Modellgüte auswirkt.

- Die Berechnung der Korrelationsfunktionen wird auf andere Fahrsituationen erweitert. Außerdem wird das Verhalten der Steuergeräte bei Übergängen (z.B. Schaltvorgängen) näher untersucht.
- Andere Methoden des maschinellen Lernens (bis hin zu KI-Methoden) zur Modellierung des Steuergerätverhaltens werden detaillierter betrachtet (z.B. Neuronale Netze und Deep-Learning).
- Die Datengrundlage wird auf Signale anderer Bus-Systeme erweitert (z.B. LIN)

Referenzen

1. Patterson, A.: „Die Evolution von Embedded-Architekturen für die nächste Generation von Fahrzeugen“. In: ATZ elektronik worldwide Issue 02/2017 12. Jahrgang, pp 27-33. Springer, Heidelberg (2017).
2. Ebel, S., Wilhelm, U., Grimm, A., Sailer, U.: „Ganzheitliche Absicherung von Fahrerassistenzsystemen in Anlehnung an ISO 26262“. In: Fahrerassistenz und Integrierte Sicherheit. 26. VDI/VW-Gemeinschaftstagung, Wolfsburg, 6. und 7. Oktober 2010, pp. 393-405. VDI Verlag GmbH (2010).
3. Niegl, M., Alessandro C., Peter E.P. "Model-Based Steering ECU Application Using Offline Simulation (Software in the Loop)." Advanced Vehicle Control: Proceedings of the 13th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC'16), September 13-16, 2016, Munich, Germany. CRC Press, (2016).
4. Wegner, S., Majd, E., Taylor, L., Egziabher, D.G., Thomas, R., “Methodology for Software-in-the-Loop Testing of Low-Cost Attitude Determination Systems” In: 31st Annual AIAA/USU Conference on Small Satellites (2017), http://digitalcommons.usu.edu/smallsat/2017/all2017/5/, last accessed 2017/08/27
5. Castro, D. F. de, Santos, D. A. dos, “A Software-in-the-Loop Simulation Scheme for Position Formation Flight of Multicopters”. In: J. Aerosp. Technol. Manag. [online]. 2016, vol.8, n.4, pp.431-440. ISSN 1984-9648. http://dx.doi.org/10.5028/jatm.v8i4.612.
6. Sax, E., “Automatisiertes Testen Eingebetteter Systeme in der Automobilindustrie“, Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG (2008), https://doi.org/10.3139/9783446419018
7. Symeonidis, I., Angebrand, N., Beretis, K., Envall, E., „ Software Integration of a Safety-critical ECU: an Experience Report”. In: ICONS 2015 : The Tenth International Conference on Systems, pp. 87-92. IARIA XPS Press, Barcelona (2015).
8. H. Heinecke, et al., “Software Components for Reliable Automotive Systems”. In: Design, Automation and Test in Europe, pp. 549-554, DOI 10.1109/DATE.2008.4484733 (2008).
9. M. Di Natale, et al., „Understanding and Using the Controller Area Network Communication Protocol”, Springer (2012), DOI 10.1007/978-1-4614-0314-2
10. K. Gurney, “An Introduction to Neural Networks”, ULC Press Limited, London (1997)
11. R. Schlittgen, “Statistische Auswertungen: Standardmethoden und Alternativen mit ihrer Durchführung in R“, R. Oldenburg Verlag, München (2003)
12. M.R. Berthold et al., „KNIME: The Konstanz Information Miner“. In: Data Analysis , Machine Learning and Applications : Proceedings of the 31st Annual Conference of the Gesellschaft für Klassifikation e. V., Albert-Ludwigs-Universität Freiburg, March 7 9 , 2007. New York:Springer

13. M. Riedmiller, H. Braun: "A direct adaptive method for faster backpropagation learning: theRPROP algorithm", Proceedings of the IEEE International Conference on Neural Networks (ICNN) (Vol. 16, pp. 586-591). Piscataway, NJ: IEEE (1993)
14. T. Cleff: „Deskriptive Statistik und moderne Datenanalyse“ Gabler GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden (2008)
15. Wikipedia: Studentsche t-Verteilung: https://de.wikipedia.org/wiki/Studentsche_t-Verteilung (Aufgerufen 11/2017)
16. R. Schlittgen: „Angewandte Zeitreihenanalyse mit R“, Walter de Gruyter GmbH & Co KG (2015)
17. R. Schlittgen, B. H.J. Streitberg: „Zeitreihenanalyse“, Oldenbourg Verlag (2001)
18. K.S. Ashish, M.S. Srivastava: “Regression Analysis: Theory, Methods and Applications”, Springer New-York (1990)

Combining Behavior-Based and Contract-Based Control Architectures for Behavior Optimization of Networked Autonomous Vehicles in Unstructured Environments

Sebastian Müller[1], Patrick Wolf[2], Karsten Berns[2], and Peter Liggesmeyer[1]

[1] Software Engineering Dependability, University of Kaiserslautern, 67663 Kaiserslautern, Germany, {sebastian.mueller, liggesmeyer}@cs.uni-kl.de
[2] Robotics Research Lab, University of Kaiserslautern, 67663 Kaiserslautern, Germany, {patrick.wolf, berns}@cs.uni-kl.de

Abstract. The driving behavior of networked autonomous vehicles can be optimized with collaborative knowledge by sharing safety-relevant runtime data and reliably integrating it into the individual vehicle platforms. Since the highly dynamic application context in the vehicle domain is safety-critical, the behavior adaptation process must be performed in a correct and predictable manner despite networking, reconfiguration and integration of external services. The *Dynamic Safety Contracts* (DSCs) approach provides a systematic, methodical and verifiable composition concept for the integration of external services at runtime in order to become certifiable for future applications. For a dedicated collaborative mode, a virtual safety cage can be specified with DSCs to derive the permitted degrees of freedom. In hazardous situations while driving, a predefined safe reaction behavior can be triggered in this way. Especially in highly unstructured environments like the off-road domain, collaborative knowledge such as additional spatial perspectives can improve the individual capabilities of environmental perception and ultimately the overall system behavior. For this challenging application domain a robust autonomous control like the *integrated Behavior-Based Control* (iB2C) is most suitable. In this paper, we show the benefits of a combined control architecture.

Keywords: Behavior-based Control, Dynamic Behavior Optimization, Contract-based Control, Safety, Safe Collaborative Modes, Safe Adaptation Processes, Runtime Safety Evaluation

1 Introduction

Safe collaboration processes of autonomous or highly automated vehicles are of special interest for the commercial vehicle industry. A typical objective of such collaboration groups is to optimize the driving behavior of individual participating systems with collaborative knowledge. Infrastructure devices can also provide helpful information for this purpose. One possibility for networked vehicle fleets to optimize the behavior of single systems are master-slave configurations. Such a configuration is typically used to enable unmanned slave vehicles. The implementation of individual movements of the slave vehicle is optimally specified so that for safety reasons it is always dependent on joint safety-relevant data from the collaboration group. For today's possible

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_26

applications, however, it must be noted that driverless systems are strongly regulated for public space. Possible high-performance applications can therefor be found primarily in restricted areas such as off-road areas with fields and forests or on construction sites. Also emergency situations such as natural or human-caused disasters seem to be possible scenarios for special permits.

The analysis of these application areas clearly shows that the establishment of autonomous collaboration groups of vehicles in such domains is even more challenging than with standardized on-road applications. This is because construction sites, the off-road sector, or destroyed infrastructure after a disaster are much more unstructured than typical road traffic applications. Therefore, the definition of suitable environmental representation models and the general perception of environmental issues are also more complex. To enable a robust autonomous driving control for unstructured environments, the integrated Behavior-Based Control (iB2C) architecture [1], [2] was developed at the Robotics Research Lab (RRLab) at the University of Kaiserslautern. Behavior-based systems (BBS) react well to unforeseen circumstances and environmental conditions. Therefore, this is an appropriate control approach for autonomous vehicles operating in the described application domains [3].

By integrating shared safety knowledge from surrounding systems and infrastructural devices the individual behavior of an autonomous vehicle can be further improved. The improvements result essentially from the fact that there are spatial restrictions of sensors on a particular system platform. Although powerful sensors might be implemented on a certain system platform, physical restrictions like just looking around the corner cannot be enabled by an isolated single system. Also understanding the behavior or even forecasting the future behavior of surrounding systems might be impossible just by monitoring them from an external point of view. A suitable solution approach is therefore to network these systems and their sensors. For a system involved in such a collaboration group, this could provide additional spatial perspectives for a better environmental perception as well as new insights into surrounding systems for a better risk assessment.

When trying to establish a reliable collaboration process of systems in the described challenging application context, this will inevitably lead to a varying availability and guarantee level of shared safety-relevant services. Safety and performance aspects become a central issue for such highly dynamic collaboration processes of distributed systems. As already mentioned, driving in a platoon is a vivid application scenario. Smaller distances between the vehicles are made possible by additional safety-relevant runtime guarantees from the surrounding vehicles. In the described collaboration scenario environmental conditions can change, driving behavior from surrounding vehicles may not be adequate or hardware/software failure of involved systems may occur. For such safety critical use cases, degraded or even missing shared services based on limited collaboration capabilities can rapidly lead to hazardous situations due to the highly dynamic context. When such events occur, only an immediate and situation adapted reaction behavior can prevent physical or material damage. For the certification of such described dynamic collaboration processes, it is therefore essential to develop a conclusive safety concept that also takes into account the return to a safe mode for every conceivable situation made possible by collaborative knowledge. To enable this, a

contract-based safety assurance approach called *Dynamic Safety Contracts* (DSCs) [4] was developed at the Software Engineering Chair: Dependability (SEDA) at the University of Kaiserslautern. The DSCs approach focuses on an individual safety assurance concept for systems involved in a collaboration group. DSCs enable a systematic composition of available services for a dedicated system platform in a certain collaborative mode to evaluate the allowed degrees of freedom continuously at runtime.

In this paper we show the advantages of a combined control architecture approach for safety and performance aspects based on collaborative knowledge for optimized autonomous driving. Hereby, Section 2 introduces related work to the integration of safety related runtime information and cooperative robot control concepts. Section 3 presents the integration of iB2C and DSCs. The combined framework enables DSC-based safety guarantees with a soft, adaptive robot control via iB2C. So, additional knowledge of a collaboration group is utilized for safety and behavior optimization of an unmanned slave vehicle trough taking the situation assessment of a master vehicle into account. Section 4 present simulation experiments for performance validation. Finally, Section 5, concludes and presents future work.

2 Related Work

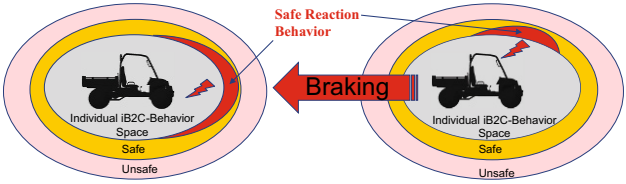
As it was outlined in the introduction, we propose a formalized safety assurance approach called DSCs for collaboration processes of distributed systems in order to become certifiable for future applications. Using this approach, involved collaboration partner are able to adapt themselves to shared runtime services in a dynamic context in order to optimize their individual system behavior. Schneider introduced the ConSerts approach [5] for conditional safety certification of a system of systems (SoS) that enables runtime certification with a lightweight merging logic. Oestberg dealt with the question how to integrate shared safety related runtime data of vehicles into standards like AUTOSAR [6]. As a result he suggested to introduce an individual data base to each vehicle, where safety related vehicle sensor data is stored. In the next step, data bases are synchronized between the collaborating vehicles to optimize their individual safety assessment. Based on that, he concluded a safety contract concept for dynamic safety assessment is needed, but he provided no concrete one. Also Priesterjahn introduced a runtime safety analysis for collaborating vehicles based on failure propagation models [7]. But in this approach static safety guarantees for hardware components based on failure rates were considered. For the addressed collaboration scenarios with respect to a dynamic situation assessment at runtime this approach is not sufficiently flexible. Also, the latest version of the ISO 26262 [8] standard for automotive safety does not consider a dynamic safety analysis for collaboration processes of distributed systems. Recently, the specific challenges of hazard analysis and risk assessment for operational situations depending on development time knowledge in the automotive domain were outlined in [9]. It can be concluded that there is currently a lack of suitable approaches, which focus on the safe integration of particular shared runtime services for behavior optimization of autonomous systems in a highly dynamic context in a certifiable way.

From a technical point of view, there are many solutions to facilitate collaboration processes. The authors of [10] suggest a tracking architecture based on deep neuronal

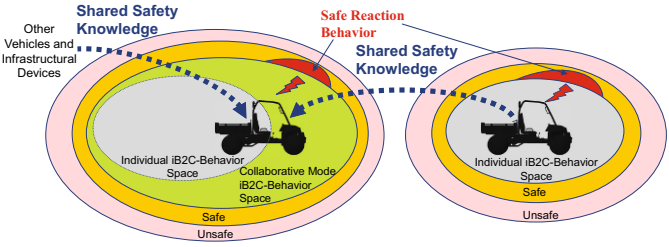
networks. The approach uses LiDAR and camera-based visual tracking to determine steering and velocity commands to follow a lead vehicle and avoid obstacles. Another approach presents a model for shared and cooperative guidance of autonomous truck platoons considering human partner compatibility [11]. A decentralized formation control for exploiting benefits of behavior-based systems is proposed in [12]. Nonetheless, none of the approaches provides safety certifiable solutions, also the operation areas are limited to semi-structured environments.

3 A Combined Safety Assurance Approach with iB2C and DSCs

In the following, the benefit of vehicle collaboration based on the proposed combined control architecture is illustrated in a simplified manner. For this purpose the vehicle platoon (Fig. 1a), where no collaboration takes place, is compared to the vehicle platoon (Fig. 1b), where a predefined collaborative mode is initialized for the follower vehicle.



(a) Individual Behavior Space



(b) Collaborative Mode Behavior Space

Fig. 1: Different behavior space modes.

Both platoons are driving in an autonomous way and have a safety assured individual behavior space. However, if they are driving in an individual autonomous driving mode, safety relevant runtime data is not shared within the platooning group. The consequence is that very conservative interaction processes (e.g. large distances) are required to ensure safety. In addition, a preventive behavior adaptation to hazards, which are detected by the leading vehicle, is not possible. In contrast to that, by enabling collaboration processes based on shared safety knowledge the follower vehicle can enhance

its individual degrees of freedom for an optimized driving behavior (e.g. smaller distance, higher average velocities, convenient adaptive behavior, ...). The received safety relevant data helps to get a more complete picture of the current situation considering involved systems and environment. Furthermore, in case of occurring hazards the collaborative safety knowledge can be facilitated to enable a more situation-adapted reaction behavior to bring the system back to a safe mode.

3.1 Safe Collaboration Processes based on Dynamic Safety Contracts

DSCs specify the correct merging of internal and shared (external) safety related runtime data for a dedicated system in a certain collaborative mode as shown in Fig. 2. DSC modules contain a prioritized sequence of DSC demand-guarantee relationships, which can be dynamically evaluated at runtime. A positive evaluated output of a safety contract module represents a valid runtime safety guarantee taking into account collaborative knowledge. It is part of the overall decision whether the current operational situation is safe or not.

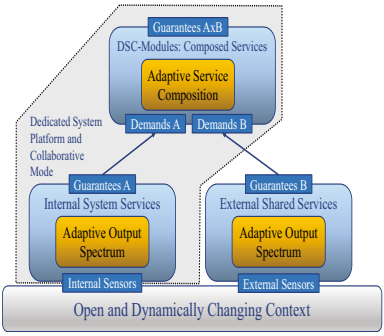


Fig. 2: DSC Service Composition of Internal and External Guarantees.

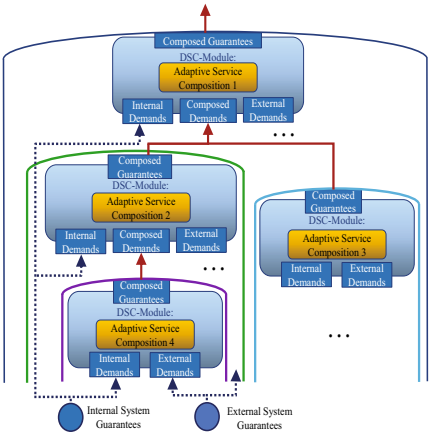


Fig. 3: Hierarchical Arrangement of DSC Modules.

Typically, several DSC modules are rigidly interconnected as shown in Fig. 3, in a predefined way at development time, to continuously evaluate top-level system safety properties for a collaboration process at runtime. The overall safety is specified with a *Virtual Safety Cage* as shown in Fig. 4. The additional allowed degrees of freedom for a system involved in a collaboration process can thus be specified based on internal and external safety related runtime data. The current operational situation has strictly to comply with these evaluated situational degrees of freedom while collaborating. If this is not the case, the current state is detected to be unsafe. In consequence, an adjusted

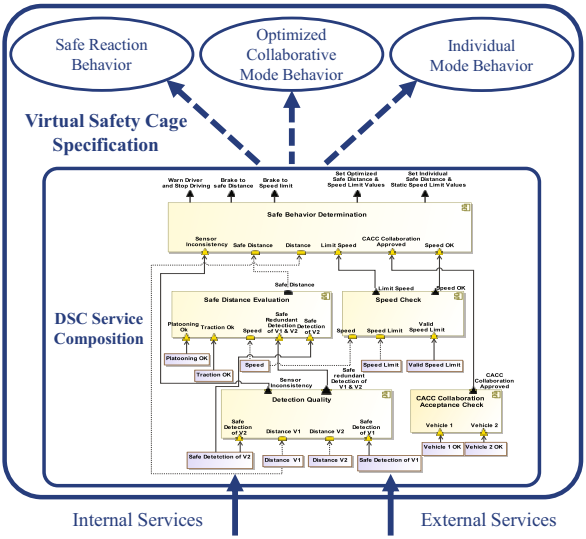


Fig. 4: *Virtual Safety Cage* with a *Safe System Behavior* based on DSC Modules.

Safe Reaction Behavior is initialized as part of the collaborative mode description. It should bring the system as optimally as possible back to a safe operation mode. Additionally, an *Optimized Collaborative Mode* as well as an *Individual Mode Behavior* specifies the ongoing collaboration processes as well as coupling and decoupling processes of systems in the dynamic context, provided that no safety-critical event occurs.

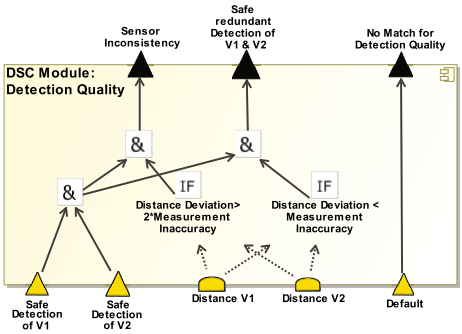


Fig. 5: DSC Module: Detection Quality.

A major advantage of integrating external safety related data for individual safety assurance is that active fault detection is possible. The joint safety knowledge can be

compared at runtime and inconsistencies can be found. The DSC module *Detection Quality* in Fig. 5 contains active fault detection based on a contract-based DSC logic. A detailed explanation of the working principle can be found in [4]. Three evaluation results are considered based on a safe mutual detection in combination with a distance measurement based on the located position. The evaluation result *Sensor Inconsistency* is active, if both vehicles are confident they safely detected each other, but are mislocated. The result *Safe Redundant Detection* means both vehicles confirm the mutual relative position in a correct way. The *Default* mode describes the grey zone, where doubts are existent because the measurement inaccuracy hinders a definitive statement.

3.2 Combined DSC-iB2C Architecture

An architecture (Fig. 6) providing the previously described benefits combines robust and versatile robot control via iB2C and a safe integration concept for external safety knowledge through DSCs. Even if iB2C networks consist of redundant reactive safety systems, formal verification is extremely difficult since sensor, hardware failures, as well as a high component number has to be considered [13], [14]. The approach at hand bypasses formal verification challenges through using DSCs and enables functional safety runtime guarantees and an adaptive behavior-based control simultaneously.

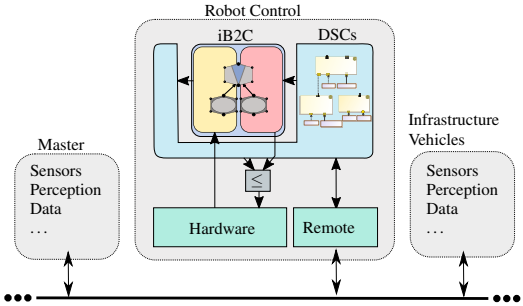


Fig. 6: Interaction of DSCs and iB2C. Cooperation partners and infrastructure provide data and runtime certificates to the combined architecture. DSCs provide hard functional safety while iB2C enables robust and adaptive control behavior.

The iB2C behavior network interfaces the robot's hardware by retrieving sensor information and feeding control commands. In general, the BBS is separated into perception and control. Former processes data bottom-up while the latter decomposes tasks into smaller subtasks following a top-down paradigm. Hereby, the system follows an action/perception-oriented design for decoupling the development processes [15]. DSC access the control network and are considered for task arbitration. So, the BBS may change its current strategy or parameterization for task fulfillment based on the availability of forwarded safety runtime guarantees.

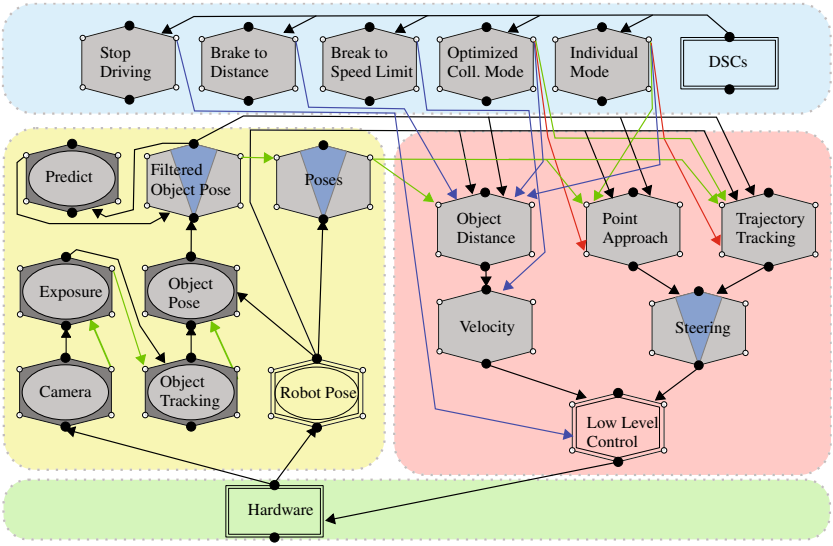


Fig. 7: Behavior-based network for object tracking and following. Sensor data is retrieved from the hardware interface (bottom) and control data feed into it. The master vehicle's and robot pose is determined by perception (left). Control (right) uses distance information for velocity determination and provides two steering strategies. DSCs (top) access the network trough an iB2C interface and are considered for arbitration.

3.3 Behavior-Based Cooperation with iB2C and DSCs

The combined architecture is applied to a *Follow-the-Leader* application where a BBS (Fig. 7) controls a slave vehicle secured by a DSC safety cage. The network consists of a perception layer (left) for a leading master vehicle and its own slave vehicle pose determination. Since the slave vehicle is unmanned and driving in an autonomous way, it is also called *robot* in the following. A control unit (right) determines the robot's velocity. Additionally, different steering strategies are available for following the master. Control commands are feed into a reactive low-level safety systems for collision avoidance. The BBS accesses the robot's *Hardware* interface (bottom) and the evaluated *DSCs* behavior optimization (top).

Perception An important task for object following is a precise master vehicle pose determination. Therefore, the master is actively supervised and tracked by a mounted *Camera*. A sensor percept performs time stamp checking and adds quality information for pixel blocks. Images are evaluated for *Exposure* [16] before they are provided to an *Object Tracking* percept which executes a tracker. Additionally, the iB2C perception contains a localization system *Robot Pose* [2] which provides quality data and considers GNSS shadows, satellite configurations, and wheel slip. Since the tracking pose is relative to the robot's camera coordinate frame, the robot's pose is applied to achieve

a global *Object Pose*. Finally, the object pose is filtered using a *Predict* percept which contains kinematic models.

Control The robot's and object pose are provided to the control network to retrieve the *Object Distance*. Respectively, a controller determines the desired *Velocity* of the vehicle. Additionally, two steering strategies are available. The *Point Approach* computes the shortest curve towards a target point. It follows the position of a target and determines a best path to reach this location. It is more exploratory than *Trajectory Tracking* which strictly follows the driven path of a target. Velocity and steering behaviors are only active if both *Poses* are available. Finally, a *Low Level Control* processes the commands for obstacle avoidance.

DSC-based Arbitration The BBS provides an interface to the DSC safety layer for behavior specification. For each required behavior adaptation process, a respective behavior node is added to the system. The DSC behavior activation indicates based on composed runtime guarantees whether the system is still in a safe operation mode and can thus be used for a beneficial network arbitration. DSCs state if a *Optimized Coll. Mode* can be applied or if a vehicle has to operate in a standalone *Individual Mode*. Hereby, the BBS changes the tracking strategy based on the DSC stimulation or inhibition. Either the master's target point is tracked within single mode, or the trajectory is followed within collaboration mode. Exemplary safe DSC reaction behaviors are *Stop Driving*, *Brake to Distance*, *Break to Speed Limit*. They interact with the respective control behaviors (arrows).

4 Validation of the Combined Control Architecture

The performance and benefits of a combined iB2C-DSCs architecture are demonstrated using two GatorX855D robots within a simulated *Follow-the-Leader* cooperation scenario. Both robots navigate within a challenging off-road scenario while the master vehicle is tracked and followed.

4.1 Experimental Setup and Scenario

Implementation The control software was implemented using Finroc, a C++, Java based framework for intelligent robot control. Features are zero-copy, lock-free implementations and real-time capabilities [17].

Simulation The simulated tests were performed in the Unreal Engine which offers photorealistic rendering [18] and is successfully used for robotic simulation [19]. Finroc provides a plugin for data exchange with the engine. Simulated sensors are tuned to show similar characteristics as the corresponding real systems.

Platform Each simulated GatorX855D robot has a stereo camera (Bumblebee X2), GNSS (u-blox NEO 7P), and IMU (Microstrain 3DM-GX3-25). Additionally, CAN velocities and heading rates (HS35 Absolute Encoders) are available.

Scenario The presented approach is tested in a simulated off-road forest environment. It contains cluttered surfaces, obstacles as rocks, trees, gaps, and changing illumination conditions. A leader robot navigates along a trajectory towards a target point while the other robot follows.

4.2 Simulated Collaborative Situations

In the tracking scenario, various beneficial effects by integrating collaborative knowledge to the robot driving behavior based on the contract-based approach could be observed. In the following, the most important effects of the combined control approach are summarized for the *Follow-the-Leader* simulation scenario.

Mutual Recognition Mutual recognition is an essential safety property for collision avoidance for driving within a platoon. Obstacles like the illustrated stone (Fig. 8) in combination with low mounted sensors likely disrupts the position sensing. During navigation, redundant checks (Fig. 5) showed sensor inconsistencies between both vehicles caused by concealment or wrong image exposure. Hereby, the lead vehicle was able to directly stop platooning to prevent collisions with obstacles. In contrast, counterwise detection provided evidence for a correct detection and thus enabled driving with smaller distances.

Optimized Collaborative Mode Behavior It was observed that enabling smaller distances between both vehicles lowers the probability that the front vehicle drives away from the detection range of the following vehicle. Within the individual mode, the rear robot followed the front vehicle's position using the *Point Approach* strategy. Since DSCs indicated that the master's current position is not trustworthy, the master's traveled trajectory and other data was not considered for navigation. Therefore, the track on the lead vehicle was more easily and often lost which was caused by environmental factors in combination with obstacle avoidance. In contrast to this, the master's trajectory was strictly followed within the collaborative mode (*Trajectory Tracking* strategy). Here, the slave vehicle did not lose contact, which is probably the most important performance aspect of a driverless platooning vehicle.

Fig. 8: Simulated GatorX855D robots within a *Follow-the-Leader* cooperation scenario.

Safety Assessment by the Master Vehicle The master vehicle provided its opinion for safe platooning to the slave vehicle based on environmental data for regions which were not yet available for the slave vehicle. Examples are negative obstacles, or concealed areas as rocks, grass, hills or trees. This enabled a smoother navigation since areas were approached without slowing down and exploring unknown regions. The master vehicle also forwarded a recommendation for a speed limitation to the slave vehicle within challenging environments where a robust detection of surface properties or the navigation itself was extremely difficult. Examples are shadow areas close to trees, and slippy regions as rocks or cliffs. Therefore, the risk of already detected occurring hazardous situations as well as a collision risk were reduced for the following vehicle.

Emergency Shutdown The slave vehicle is shut down in emergency cases if significant hazards are detected based on collaborative knowledge. Examples are continuously contradicting sensor readings of both vehicles so that one perception process is corrupted and a rapid response behavior has to be initialized to bring the system to a safe mode. Within the given scenario, erroneous camera readings (frozen frames) were feed to the slave system which lead to permanent tracking errors and finally to a safe shutdown.

5 Conclusion and Outlook

This paper presents a combined architecture of DSCs and iB2C for optimizing the collaborative behavior of autonomous vehicles. Dynamic safety contracts enable a systematic composition of available safety runtime services while behavior-based control provides a soft, adaptive, and robust vehicle control. An iB2C network for a follower vehicle was presented in detail. It was shown that accessing DSCs information can be used for parameterization and network arbitration for an improved performance and safety. DSCs for a safe collaboration process, service composition, and safety cage specification were presented and the safety benefits of runtime certification mechanisms and redundant detection explained. The approach was tested in simulation and the resulting effects of mutual recognition, external safety assessment, emergency cases as well as the regular collaborative behavior mode were described and pointed out.

In our future work, we want to point out the beneficial use of a combined control architecture for the standardization of communication interfaces. This could be helpful for application domains with highly diversified system platforms like construction machinery with excavators, trucks, cranes, wheel loaders, and others.

References

1. Proetzsch, M.: Development Process for Complex Behavior-Based Robot Control Systems. Ph.D. thesis, Robotics Research Lab, University of Kaiserslautern, München, Germany (June 2010)
2. Ropertz, T., Wolf, P., Berns, K.: Quality-based behavior-based control for autonomous robots in rough environments. In: Gusikhin, O., Madani, K. (eds.) Proceedings of the 14th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics (ICINCO 2017).

vol. 1, pp. 513–524. SCITEPRESS – Science and Technology Publications, Lda, Madrid, Spain (July 26–28 2017), iSBN: 978-989-758-263-9
3. Berns, K., Kuhnert, K.D., Armbrust, C.: Off-road robotics - an overview. KI - Künstliche Intelligenz 25(2), 109–116 (May 2011)
4. Müller, S., Liggesmeyer, P.: Systematic Composition of Services from Distributed Systems for Highly Dynamic Collaboration Processes, pp. 225–236. Springer International Publishing, Cham (2017), https://doi.org/10.1007/978-3-319-66284-8_19
5. Schneider, D., Trapp, M.: Conditional safety certification of open adaptive systems. ACM Transactions on Autonomous and Adaptive Systems (TAAS) 8(2), 8 (2013)
6. Östberg, K., Bengtsson, M.: Run time safety analysis for automotive systems in an open and adaptive environment. In: SAFECOMP 2013-Workshop ASCoMS (Architecting Safety in Collaborative Mobile Systems) of the 32nd International Conference on Computer Safety, Reliability and Security. p. NA (2013)
7. Priesterjahn, C., Heinzemann, C., Schäfer, W., Tichy, M.: Runtime safety analysis for safe reconfiguration. In: Industrial Informatics (INDIN), 2012 10th IEEE International Conference on. pp. 1092–1097. IEEE (2012)
8. ISO/CD26262: Road vehicles, functional safety part 6: Product development at the software level, part 10, guidelines (2011)
9. Warg, F., Gassilewski, M., Tryggvesson, J., Izosimov, V., Werneman, A., Johansson, R.: Defining autonomous functions using iterative hazard analysis and requirements refinement. In: International Conference on Computer Safety, Reliability, and Security. pp. 286–297. Springer (2016)
10. Mutz, F., Cardoso, V., Teixeira, T., Jesus, L.F., Golçalves, M.A., Guidolini, R., Oliveira, J., Badue, C., De Souza, A.F.: Following the leader using a tracking system based on pre-trained deep neural networks. In: Neural Networks (IJCNN), 2017 International Joint Conference on. pp. 4332–4339. IEEE (2017)
11. Altendorf, E., Baltzer, M., Canpolat, Y., Lopez, D., Schreck, C., Weßel, G., Flemisch, F.: Automated driving using shared and cooperative guidance and control: Revisiting past research with a new model. IFAC-PapersOnLine 49(19), 165 – 170 (2016), 13th IFAC Symposium on Analysis, Design, and Evaluation ofHuman-Machine Systems HMS 2016
12. Lee, G., Chwa, D.: Decentralized behavior-based formation control of multiple robots considering obstacle avoidance. Intelligent Service Robotics pp. 1–12 (2017)
13. Kiekbusch, L., Armbrust, C., Berns, K.: Formal verification of behaviour networks including sensor failures. Robotics and Autonomous Systems 74, Part B, 331–339 (December 2015)
14. Armbrust, C., Kiekbusch, L., Ropertz, T., Berns, K.: Verification of behaviour networks using finite-state automata. In: Glimm, B., Krüger, A. (eds.) KI 2012: Advances in Artificial Intelligence. Springer, Saarbrücken, Germany (September 24-27 2012)
15. Schäfer, B.H., Proetzsch, M., Berns, K.: Action/perception-oriented robot software design: An application in off-road terrain. In: IEEE 10th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision (ICARCV). Hanoi, Vietnam (December 17–20 2008)
16. Lee, D.H., Yoon, Y.J., Kang, S.J., Ko, S.J.: Correction of the overexposed region in digital color image. IEEE Transactions on Consumer Electronics 60(2), 173–178 (May 2014)
17. Reichardt, M., Föhst, T., Berns, K.: Introducing finroc: A convenient real-time framework for robotics based on a systematic design approach. Technical report, Robotics Research Lab, Department of Computer Science, University of Kaiserslautern, Kaiserslautern, Germany (2012)
18. Karis, B., Games, E.: Real shading in unreal engine 4. Proc. Physically Based Shading Theory Practice (2013)
19. Mueller, M., Casser, V., Lahoud, J., Smith, N., Ghanem, B.: Ue4sim: A photo-realistic simulator for computer vision applications. arXiv preprint arXiv:1708.05869 (2017)

Dynamic Load Sensing under special consideration of Functional Safety Aspects according to ISO 13849

Dr.-Ing. Thomas Meindorf[1] and Dr.-Ing. Christoph Kempermann[2]

[1] Technischer Leiter; Fluitronics GmbH, Europark Fichtenhain B2, 47807 Krefeld/Germany
[2] Geschäftsführer, Fluitronics GmbH, Europark Fichtenhain B2, 47807 Krefeld/Germany

Abstract: In the scope of this paper multiple approaches for dynamic load sensing by means of a hydraulic system under the special consideration of functional safety according to ISO 13849 are presented. Besides an artificial neuronal network (ANN) different energy approaches and a dynamic one mass oscillator approach are compared and finally tested by means of a real lifter unit of a refuse collection vehicle.

Keywords: Dynamic Load Sensing, Functional Safety, Hydraulic Load Measurement, Pressure Transducer

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_27

Dynamische Lastbestimmung unter besonderer Berücksichtigung der funktionalen Sicherheit gemäß ISO13849

Dr.-Ing. Thomas Meindorf[1] and Dr.-Ing. Christoph Kempermann[2]

[1] Technischer Leiter; Fluitronics GmbH, Europark Fichtenhain B2, 47807 Krefeld/Germany
[2] Geschäftsführer, Fluitronics GmbH, Europark Fichtenhain B2, 47807 Krefeld/Germany

Zusammenfassung: Inhalt dieses Beitrages ist die Vorstellung unterschiedlicher Ansätze zur dynamischen Lastbestimmung bei hydraulischen Systemen unter Berücksichtigung der Funktionalen Sicherheit gemäß ISO13849. Die verschiedenen Ansätze werden zunächst theoretisch verglichen und final an einem realen Lifter eines Müllfahrzeuges getestet.

Schlagworte: Dynamische Lastbestimmung, Funktionales Sicherheit

1 Motivation

Das hoch dynamische Bewegen schwerer Lasten ist eine Domäne der hydraulischen Antriebstechnik. Innerhalb von kürzester Zeit müssen Lasten sicher angehoben, effizient transportiert und genau positioniert werden. Beispiele finden sich bei fahrenden Arbeitsmaschinen, z.B. Radladern, Flurförderfahrzeugen und Kommunalfahrzeugen, aber auch in industriellen Anwendungen.
Die Gewichtsermittlung in Fahrzeugen mithilfe geeigneter Strukturen und Dehnmessstreifen ist bereits Stand der Technik [2, 8]. Hydraulische Systeme bieten darüber hinaus die Möglichkeit Lasten anhand von Druckmessungen zu bestimmen.

Ist es unter rein statischen Bedingungen nicht schwer mit Hilfe eines Drucksensors vom aktuellen Zylinderdruck über die Zylinderfläche auf die aktuell anliegende Kraft zu schließen, so ist dieses unter dynamischen Rahmenbedingungen, wo innerhalb weniger Sekunden der Bewegungsprozess abgeschlossen sein kann, ggf. deutlich komplexer. Neben der reinen Aufgabe, Lasten zu heben und zu transportieren, kommen heute zunehmend Sicherheits- und Komfortfunktionen hinzu [1]. Ein Beispiel ist die sichere Begrenzung der maximal zu hebenden Masse oder die Bestimmung des kumulierten Hubgewichtes für sonstige Zwecke. Darüber hinaus fordern insbesondere zahlreiche C-Standards die Berücksichtigung der Funktionalen Sicherheitsaspekte z.B. gemäß ISO13849.

2 Beschreibung Anwendung und Aufgabe

Die elektronische Lastbegrenzung ist im Folgenden am Beispiel eines Liftersystems eines Müllfahrzeuges zum Heben und Schwenken von Mülltonnen dargestellt.

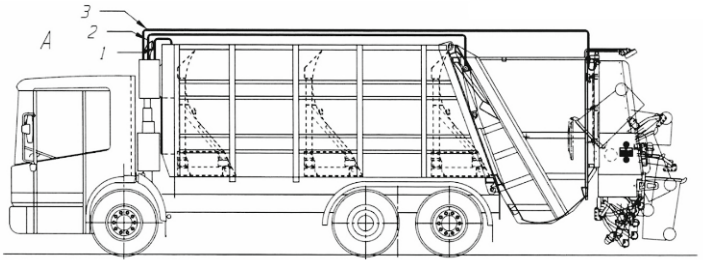


Fig. 1. Müllfahrzeug mit Liftersystem der Firma Zöller [5]

Für die theoretische Beschreibung der dynamischen Lastbestimmung ist zunächst die Struktur des Hydrauliksystems erforderlich. Bei sehr dynamischen Hubvorgängen ist zu berücksichtigen, dass es sich sowohl hydraulisch als auch mechanisch um ein schwingungsfähiges System handelt. In **Fig. 2** ist dieses durch die Ersatzkapazität C_{0H} und die Ersatzinduktivität L_{0H} dargestellt. Mechanisch ist ebenfalls von einem Massenschwinger auszugehen. Der mechanische Teil der Hubeinrichtung, u.a. das Gestänge und die Lager, lassen sich als ein Feder-Masse-Dämpfer-System beschreiben, sind hier aber vernachlässigt bzw. in das hydraulische Ersatzsystem integriert.

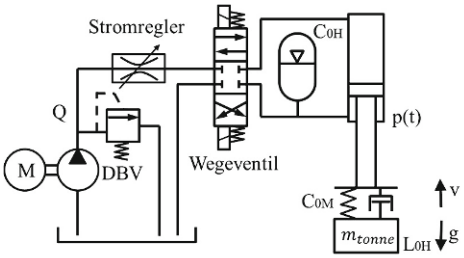


Fig. 2. Dynamisches hydraulisch/mechanisches Ersatzsystem zum Heben von Lasten

Aufgabe ist es innerhalb kürzester Zeit aus den Messdaten die gehobene Last abzuschätzen. Als Messdaten liegen die Druckwerte über der Zeit vor. Daneben kann zusätzlich die Zylinderposition mit ausgewertet werden.
Das dynamische Systemverhalten ist in **Fig. 3** gezeigt. Nach dem Andrücken der Abfalltonne an den Lifter wird der Messvorgang gestartet und der Druck steigt schnell an. Deutlich sind in der Folge die Schwingungen während des Hubprozesses zu sehen, die Volumenstromregelung schafft es allerdings die Bewegung geregelt und gleichförmig durchzuführen. Nach ca. 1,4 Sekunden ist der Hubprozess abgeschlossen und der

Zylinder in seine Endlage gefahren. Der Druck steigt sprunghaft an, bis das DBV öffnet.

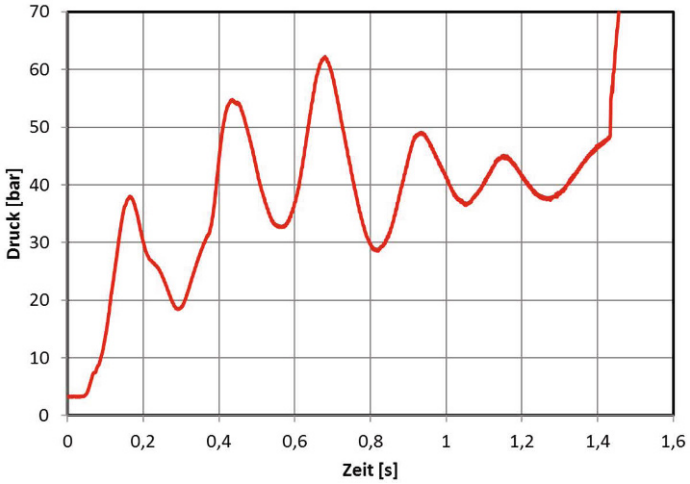


Fig. 3. Gemessenes dynamisches Systemverhalten beim Heben von einer Last von 46,9 kg

3 Theoretische Ansätze

3.1 Ansatz Künstliches Neuronales Netz (KNN)

Als erster Ansatz wurde ein Künstliches Neuronales Netz, ein sog. Feed Forward Multilayer Perceptron eingesetzt und angelernt, um die Last zu bestimmen. Insgesamt besteht das gewählte Netz aus 25 Eingangsneuronen (**Fig. 4**).

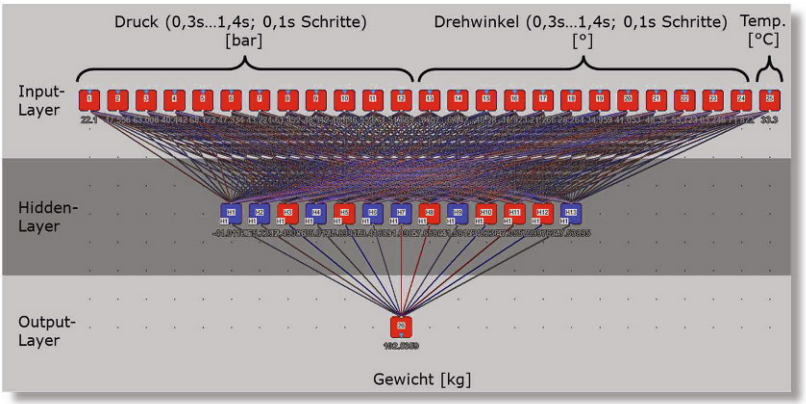


Fig. 4. Struktur des eingesetzten Multilayer Perceptrons

Den ersten 12 Neuronen sind die Druckwerte zu festgelegten Zeitschritten (0,3s bis 1,4s) zugeordnet. Der Startpunkt wird durch einen Kontaktschalter, der bei Berührung der Tonne den Hebeprozess auslöst, getriggert. Den folgenden 12 Neuronen sind die Drehwinkel zu den gleichen Zeitschritten zugeordnet. Das letzte Neuron hat die aktuelle Öl-Messtemperatur als Eingangswert, um eine ggf. vorliegende Temperaturabhängigkeit der Reibung zu berücksichtigen.

In der sogenannten Hidden Layer wurden 13 Neuronen verwendet und das einzige Ausgangsneuron wurde der abzuschätzenden Last zugeordnet. Netzerstellung sowie das nachfolgende Training wurde für dieses Paper mit Hilfe des "Neuronalen Netz Editors und Simulators" der Firma Membrain durchgeführt.

Für das Anlernen des Netzes wurden zunächst 5 unterschiedliche Lasten im Bereich von 0 bis 104 kg gefahren. Für jede Last wurden 3 Wiederholungsmessungen gefahren. Die Übersicht der zugrundeliegenden Messungen ist in **Fig. 5** gezeigt.

Für die nachfolgende Verification wurde das so optimierte Netz in Excel abgebildet und mit Trainingsdaten getestet. **Fig. 6** zeigt den sich ergebenden Zusammenhang zwischen eingestellter Last und der auf Basis des KNN abgeschätzten Last. Das sich ergebende Bestimmtheitsmaß R liegt bei 0,995. Auf dieser Basis kann die Last auf einfache Weise ermittelt werden.

Das gefundene Künstliche Neuronale Netz lässt sich in einem Mikrocontroller oder wie später weiter unten gezeigt auf einer Mobilsteuerung umsetzen. Für die hier beschriebene Lastermittlung im Rahmen einer Sicherheitfunktion "Maximallastbeschränkung" kann das KNN aber nicht verwendet werden, da es kein deterministisch vorhersagbares Verhalten aufweist. Routinen für die Nutzung in Sicherheitsfunktionen müssen robust sein und auch mit Unsicherheiten zuverlässig und vorhersagbar umgehen können.

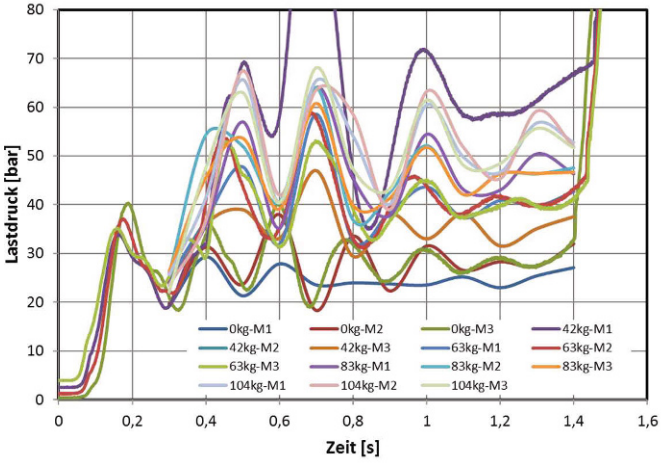


Fig. 5. Zugrundeliegende Messungen für das trainieren des KNNs bei unterschiedlichen Lasten

Einfache KNN wie das hier verwendete Feed Forward Backpropagation Netz hat hiermit seine Schwierigkeit, es ist nicht ersichtlich, inwieweit ein trainiertes Netz einen bestimmten Zustand auch zuverlässig erkennen kann. Nicht trainierte Zustände außerhalb der Erfahrung werden nicht zuverlässig durch das Netz abgebildet. Aus diesem Grund wurde es nicht weiter zur "Maximallastbeschränkung" eingesetzt.

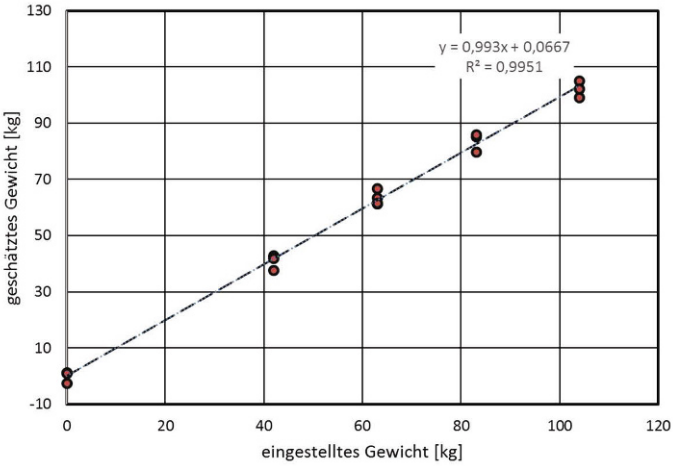


Fig. 6. Qualität der Lastschätzung auf Basis des trainierten KNNs

3.2 Energieansatz

Als weiterer Ansatz zur Bestimmung der gehobenen Last wurde ein Energieansatz untersucht. Dieser basiert darauf, dass es ein Gleichgewicht zwischen einerseits der in den Hebeprozess gesteckten hydraulischen Energie und andererseits der Änderung der geodätischen Höhe sowie der dynamischen Situation der Tonne geben muss. Reibungen werden bei diesem Ansatz an dieser Stelle vernachlässigt.
Die hydraulische Energie $E_{hydr,i}$ zum Zeitpunkt i ergibt sich laut **Gleichung 1** aus dem aktuellen Druck p_i und Volumen V_i.

$$E_{hydr,i} = p_i \cdot V_i \qquad \textit{Gleichung 1}$$

Ferner wird der Energiegehalt der sich aufgrund der geodätischen Höhe ergibt,

$$E_{geo,i} = m_{tonne,i} \cdot g \cdot h_i \qquad \textit{Gleichung 2}$$

und der dynamische Energiegehalt

$$E_{kin,i} = \frac{1}{2} \cdot m_{tonne,i} \cdot v_i^2 \qquad \textit{Gleichung 3}$$

benötigt. Insgesamt gilt für den Übergang von einem Zeitschritt zum nächsten:

$$E_{hydr,i} + E_{kin,i} + E_{geo,i} = const \qquad \textit{Gleichung 4}$$

$$p_i \cdot V_i + m_{tonne,i} \cdot g \cdot h_i + \frac{1}{2} m_{tonne,i} \cdot v_i^2 = p_{i+1} \cdot V_{i+1} + m_{tonne,i} \cdot g \cdot h_{i+1} + \frac{1}{2} m_{tonne,i} \cdot v_{i+1}^2 \quad \textit{Gleichung 5}$$

In dieser Gleichung ist $m_{tonne,i}$ die zu bestimmende Tonnenmasse, die Drücke werden ebenso wie die Höhen bzw. Zylinderposition gemessen. Die Geschwindigkeit v_i kann durch die Ringkolbenfläche A_{rk} und den Volumenstrom Q_i ausgedrückt werden. Der Volumenstrom Q_i wird zu jedem Zeitpunkt durch den Stromregler vorgegeben. Auflösen nach der zu bestimmenden Tonnenmasse ergibt. Alternativ könnte auch die Ableitung des Winkel- bzw. Höhensignals die Geschwindigkeit ergeben.

$$m_{tonne,i} = \frac{(p_{i+1} \cdot V_{i+1} - p_i \cdot V_i)}{g h_i + {}^1/_{2A_{rk}^2} \cdot Q_i^2 - g h_{i+1} + {}^1/_{2A_{rk}^2} \cdot Q_{i+1}^2} \quad \textit{Gleichung 6}$$

Eine Steuerung hat eine Sampletime von wenigen Millisekunden. Die Änderung von Schritt *i* zu Schritt *i+1* ist mitunter zu gering, um eine hinreichende Druck- und Positionsänderung aufzulösen. Aus diesem Grund macht es Sinn die Differenz über einen größeren Zeitraum zu bilden. Die Genauigkeit dieses Ansatzes ist nachfolgend gezeigt, das Bestimmtheitsmaß liegt bei 0,9566.

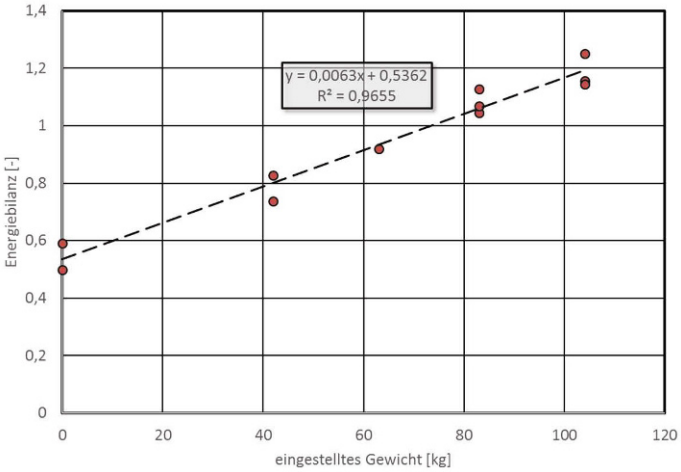


Fig. 7. Qualität der Lastermittlung auf Basis des Energieansatzes

3.3 Kumulativer Energieansatz

Dieser Ansatz geht davon aus, dass die Fläche unter der Druckverlaufskurve proportional zur eingebrachten hydraulischen Energie ist. Um verschiedene Massen m_{tonne} in einer definierten Zeit auf eine bestimmte Höhe zu heben bedarf es unterschiedlicher Energieeinbringung, die sich durch die Kumulierung des Produktes aus Druck *p(t)* und Sampletime *t* ergibt. Grundlage hierfür ist, das der eingesetzte Stromregler weiterstgehend lastunabhänigig einen Volumenstrom einstellt.

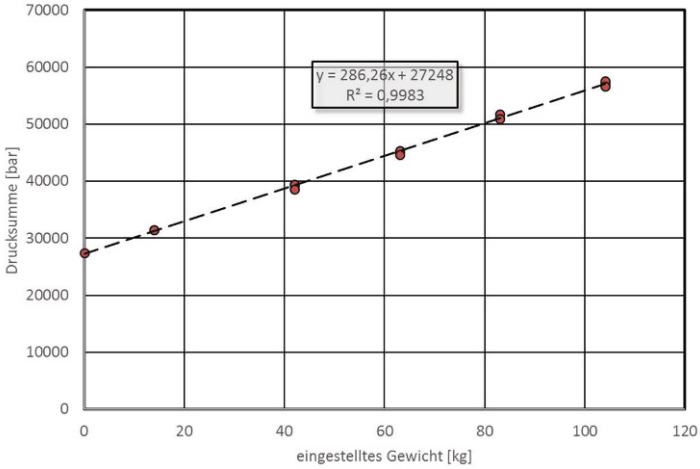


Fig. 8. Kumulativer Summenansatz – Messzeit 500 ms

Fig. 8 ist die Qualität des kumulativen Ansatzes gezeigt. Die gemessene Summe zeigt eine gute Linearität mit der eingestellten Tonnenmasse bei einem Bestimmtheitsmaß von 0,9983.

3.4 Dynamischer Einmassenschwingeransatz

Ein weiterer Ansatz die Schwingung der Tonnenmasse bzw. des Drucks im Zylinder zu beschreiben bedient sich der mathematisch-physikalischen Beschreibung durch einen Einmassenschwinger. Hierbei wird angenommen, dass sich die Hydraulik bzw. die Mechanik wie ein System bestehend aus Kapazitäten, Induktivitäten und Reibung bzw. Federn und Dämpfern verhält.

Im Rahmen dieser Untersuchung wurde das System auf ein rein hydraulisches System vereinfacht.

Die Eigenfrequenz lässt sich demnach aus Basis der hydraulischen Induktivität L_{0H} bzw. Kapazität C_{0H} wie folgt abschätzen:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{L_{0H} \cdot C_{0H}}} \qquad \textit{Gleichung 7}$$

Die hydraulische Induktivität des Zylinders ergibt sich zu:

$$L_{0H} = L_{HZyl} = \frac{\Delta p}{\dot{Q}} = \frac{m_{tonne}}{A_{rk}^2} \qquad \textit{Gleichung 8}$$

Und die Kapazität:

$$C_{0H} = \frac{V_0}{E'_{Fl}} \qquad \textit{Gleichung 9}$$

Durch Auflösen nach der Tonnenmasse ergibt sich, dass diese proportional zur mittleren quadratischen Periodenzeit ist.

$$m_{tonne} \sim \left(\frac{1}{i} \sum_{0}^{i} t_i \right)^2 \qquad \textit{Gleichung 10}$$

In **Fig. 9** ist für eine Last von 0 kg sowie eine Last von 104 kg der Schwingungsverlauf dargestellt. Auf der rechten Seite ist das Ersatzschaltbild des schwingungsfähigen Hydrauliksystems dargestellt. Deutlich ist der Unterschied in den Periodenzeiten zu sehen.

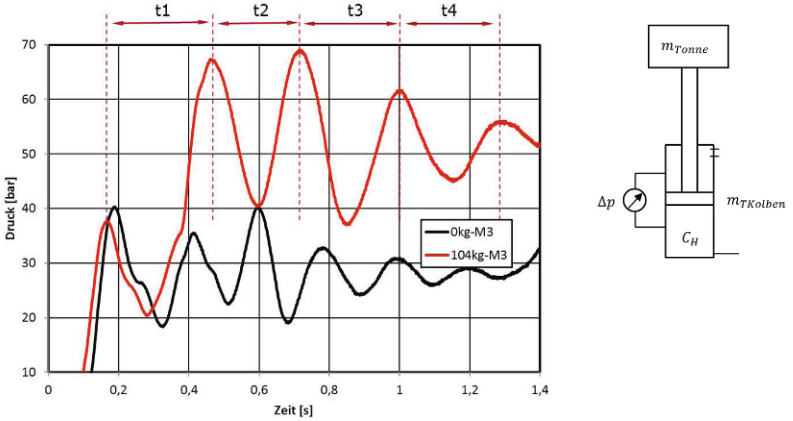


Fig. 9. Ersatzschaltbild & Änderung der Schwingungsfrequenz unterschiedlicher Tonnenmassen

Fig. 10 zeigt den Zusammenhang zwischen dem eingestellten Gewicht und dem Massenäquivalent, das sich aus der Auswertung der Periodendauer bzw. Schwingungsfrequenz ergibt.

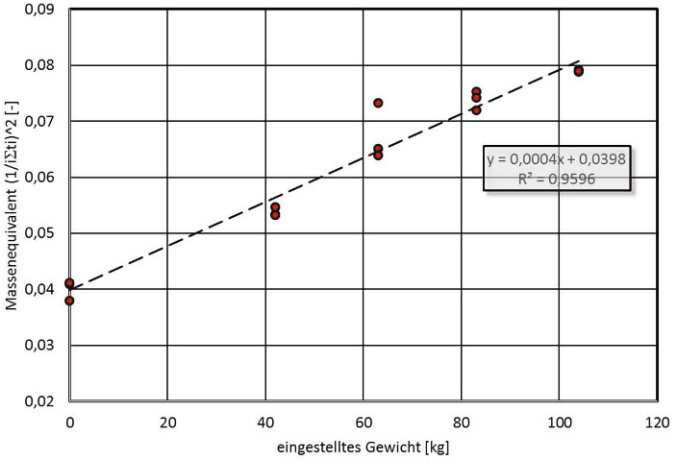


Fig. 10. Genauigkeit der Massenbestimmung auf Basis des Einmassenschwingeransatzes

4 Validierung am realen Liftersystem

Zur Validierung im aktiven Hebeprozess wurden die Ansätze in einer Steuerung am Fahrzeuglifter implementiert und getestet. In **Fig. 11** ist exemplarisch der kumulative Energieansatz gezeigt. Als Steuerung wurde zunächst eine CR403 der Firma IFM mit einer minimalen Zykluszeit von 8-10 ms eingesetzt. Die Triggerung der Messung erfolgte im Automatikmodus bei Kontakt der Tonne mit dem Lifter. Als Auswerteintervall wurden 500ms und 1000ms untersucht und verglichen und es wurden insgesamt 50 Messungen auf beiden Seiten vorgenommen. Während die erste Stufe des Hubprozesses ca. 1,4 Sekunden dauert kann eine ausreichend genaue Lastbestimmung, die eine in der Norm geforderte Limitierung auf das 1,1-fache des nominellen Tonnengewichtes ermöglicht, bereits innerhalb von 500 ms bestimmt werden. Innerhalb dieser 500ms wird die Tonne um 30 cm angehoben, eine Höhe, in der sie noch kein relevantes Sicherheitsrisiko für den Bediener darstellt.

Die Wiederholbarkeit bzw. die Streubreite der Gewichtsschätzung für den kumulativen Energieansatz für die Messzeit von 1000ms ist in **Fig. 12** dargestellt.

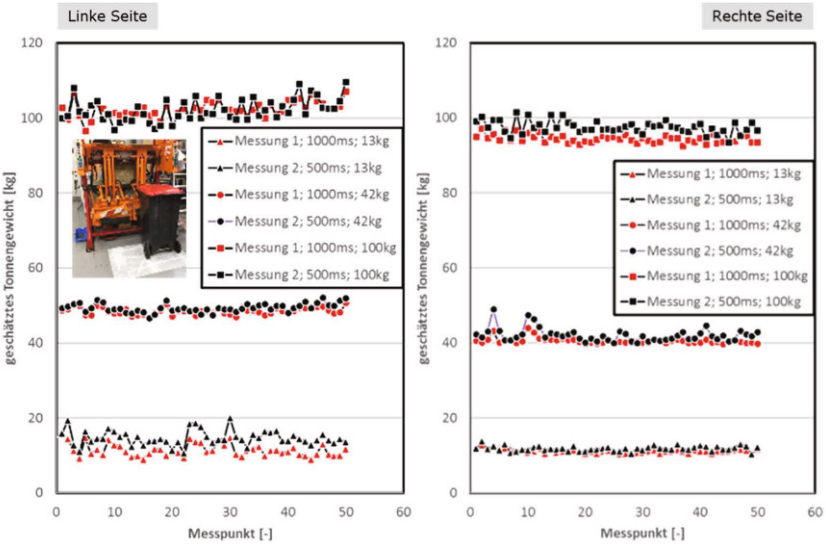


Fig. 11. Wiederholbarkeit nach Kalbrierung rechter & linker Lifter, Messungen von 3 Lasthöhen

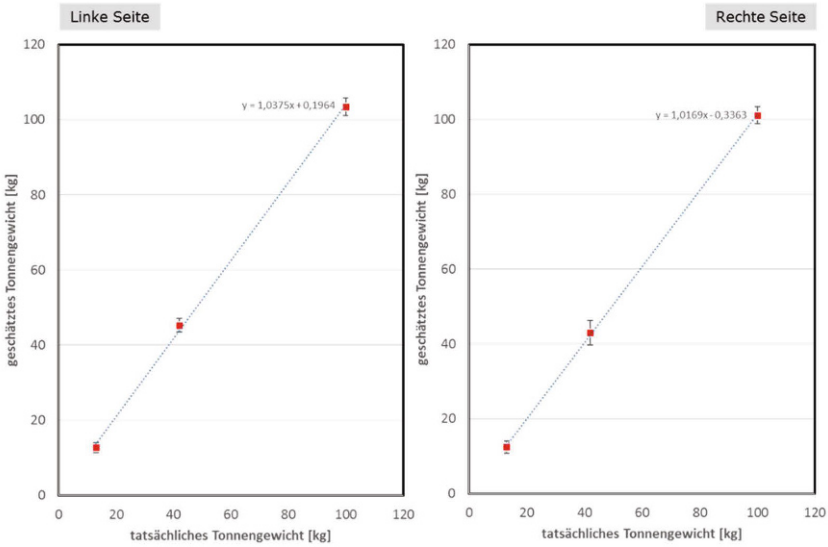


Fig. 12. Auswertung der Wiederholbarkeit nach Kalbrierung rechter & linker Lifter, 1000ms

5 Embedded Umsetzung der Lastbestimmung unter Berücksichtigung der funktionalen Sicherheit

5.1 Sicherheitsfunktion

Ein erster wichtiger Schritt ist die Identifikation der benötigten Sicherheitsfunktion [3]. Bei dem hier vorgestellten System lautet die Sicherheitsfunktion "Sichere und zuverlässige Erkennung von und sicherer Stopp bei Tonnen-Überlast". D.h. es muss dafür gesorgt werden, dass die Tonnen-Überlast auf Basis des Drucks erkannt wird und danach diese Information zu einem sicheren Stopp innerhalb einer ausreichenden Reaktionszeit bei Tonnen-Überlast führt und der weitere Hubprozess somit unterbunden wird. Die sichere Reaktionszeit bestimmt sich dabei durch die maximale sichere Hubhöhe, bei der noch keine schweren Verletzungen zu erwarten sind. Die sichere Hubhöhe wurde auf 30 cm festgelegt. Diese Hubhöhe wird innerhalb von 500ms erreicht, die Reaktionszeit muss also darunter liegen.

Weiter oben wurde aufgezeigt, dass die Lastbestimmung innerhalb der durch die Norm vorgeschriebenen Begrenzung erfolgen kann. Daneben kann den Rechenansätzen eine simple Druckbegrenzung überlagert werden. Hierdurch kann eine zweite Sicherheitsschwelle eingezogen werden, die eingreift, sollte es doch ein Versagen der Hardware oder bei der Berechnung geben. Ferner können auf Basis des Signalverlaufes Anomalien im Ablauf erkannt werden, z.B. falsch eingehängte und sich

lösende Tonnen, mitgerissene Lasten, etc.. Diese Anomalien müssen dann ebenso einen Stopp des Hubprozesses zur Folge haben. Dieser Ansatz ist allerdings nicht Teil dieses Papers.

5.2 Hardwarestruktur und benötigte Überwachungsmaßnahmen

Abhängig vom geforderten Performance-Level PL_r und des Diagnosedeckungsgrades *DC* resultiert die benötigte Hardwarestruktur [3, 4]. Im Rahmen des hier vorgestellten Projektes wurde eine Kategorie C-Steuerung mit einer redundanten Hardwarestruktur zur elektronischen Lastermittlung aufgebaut (**Fig. 13**). Bei dieser Struktur überwachen sich zwei Mikrocontroller gegenseitig, die Kommunikation untereinander erfolgt über UART. Neben der gegenseitigen Überwachung der Mikrocontroller wurden hardware- und softwareseitige Maßnahmen umgesetzt, um die Funktion der Spannungsversorgung sowie der Ein- und Ausgänge zu überwachen und Fehlfunktionen zu erkennen. Ferner gibt es einen zweiten alternativen Abschaltpfad und eine Notausfunktion, die umgesetzt wurde.

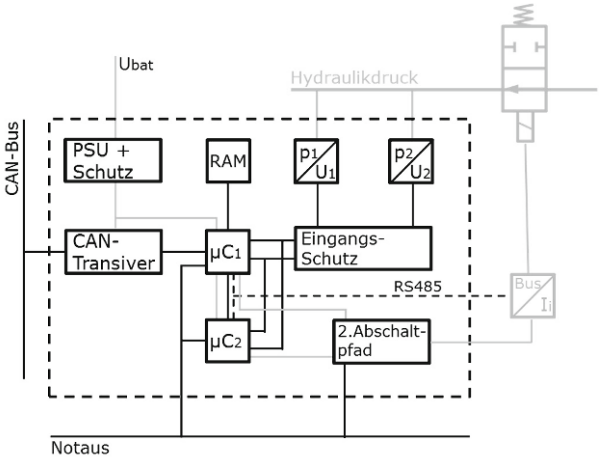


Fig. 13. Redundante Hardwarestruktur zur Realisierung des PLd

5.3 Black-Channel Kommunikation

Neben der internen Fehlererkennung und –behandlung auf dem Controllerboard ist eine sichere Feldbusübertragung zur übergeordneten Steuerung erforderlich. Für diese Kommunikation wurde der CANBus gewählt, der zunächst einmal nicht sicher ist. Datenverluste, Datenverfälschungen, etc. können nicht zuverlässig erkannt werden. Daher muss ein sogenannter Black-Channel eingefügt werden, ein Layer, durch den festgestellt werden kann, wenn Fehler auftreten. Wenn dieses so umgesetzte Sicherheitsprotokoll Fehler erkennt, muss eine entsprechende Fehlerreaktion erfolgen, die Maschine in einen sicheren Zustand gebracht werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge steigender Sicherheitsanforderungen und infolge eines zunehmenden Trends zur Digitalisierung und Flexibilisierung halten Elektronik- und Softwarelösungen einzug in die Hydraulik. Es ist festzustellen, dass einige Funktionen nicht oder nicht ohne größeren Aufwand rein hydraulisch umgesetzt werden können. Die Symbiose aus Hydraulik, Elektronik und Software bietet ganz neue, bislang nicht dagewesene Möglichkeiten, insbesondere in der Überwachung zur Einhaltung sicherer Funktionen. Die Variantengenerierung kann hierbei in die Software gelegt werden.

Im Rahmen dieses Papers wurde gezeigt, wie eine Sicherheitsfunktion, die bislang hydraulisch nicht gegeben war, zukünftig softwaretechnisch umgesetzt werden kann. Hierbei wurden unterschiedliche Ansätze aufgezeigt, die allerdings im Zuge einer Sicherheitsbetrachtung nicht alle gleich geeignet sind, um in einer Sicherheitssteuerung verwendet zu werden.

Die elektronische Lastbegrenzung ist nur der erste Schritt. Über den implementierten internen Feldbus kann das System flexibel mit weiteren Modulen, beispielsweise Leistungstreibern zur Ventilansteuerung, kombiniert werden. Hierdurch bietet sich die Möglichkeit einfache hydraulische Steuerblöcke “intelligent” werden zu lassen [5, 6, 7]. Durch die integrierte SD-Karte und den CANBus stehen ferner diverse Optionen zur Datenspeicherung und Datenfernabfrage zur Verfügung.

7 Literatur

1. P. Labenda, L. Steufmehl, C.Kempermann: More Efficient Refuse Trucks by the Application of Electrohydraulics, 4th International Commercial Vehicle Technology Symposium, 2016
2. J. Rottmeier: Statische und dynamische Gewichtsermittlung in Fahrzeugen und Maschinen zur Futterernte, Dissertation Institut für Landtechnik der TU München in Weihenstephan, 1996
3. N.N.: DIN EN ISO 13849-1: Sicherheit von Maschinen - Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen - Teil 1: Allgemeine Gestaltungsleitsätze, 2016-06
4. N.N.: DIN EN ISO 13849-2: Sicherheit von Maschinen - Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen - Teil 2: Validierung, 2013-02
5. Sandkühler, G, Kempermann, C.: Embedded Hydraulics in Electric Hybrid Vehicle Systems, Conference Agricultural Engineering, VDI-MEG, 2013
6. Labenda, P., Kempermann, C., Oltmanns, D.: Rekonfigurierbare elektrohydraulische Linear- und Rotativ-Aktuatoren, 8. Kolloquium Mobilhydraulik, TU Braunschweig, 2014
7. P. Labenda, C. Kempermann, L. Röder, D. Gralke: Synergetic utilization of hydraulic, electric and electro-hydraulic drive and control systems in agricultural vehicles, Conference Agricultural Engineering, VDI-MEG, 2015
8. A. Walawalkar, et. al.: A method for payload estimation in excavators (model-based implementation of a payload and parameter estimation system), 4th International Commercial Vehicle Technology Symposium 2016

Development of new rolling bearing for heavy-duty truck applications

M.Marmol[1], T.Kiekbusch[1] and B.Sauer[1]

[1] Technische Universität Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern

Abstract. In recent years, engineers have searched for low power loss alternatives in many applications where rolling bearings with high frictional losses were used, e.g. tapered roller bearing. New types of bearings with lower frictional losses have been designed to cover this need. As an example, the commonly used tapered roller bearing in axle-gearboxes of passenger cars has been replaced by a new design of a double rowed ball bearing. However, there are still some applications where no ideal alternative has been found yet. One example are axle-gearboxes for heavy-duty trucks, where double rowed ball bearing cannot be used due to insufficient load carrying capabilities. A possible concept for reducing the friction in such systems is the tapered barrel roller bearing can be named. Based on its geometry, a simulation-based optimization will be performed in order to develop a new kind of bearing leading to reduced friction losses in heavy-duty applications. The results of these simulations will be presented in this paper. As a further investigation, the final design will be tested experimentally to validate the results.

Keywords: Friction, Rolling Bearings, Contact Mechanics, MB Simulation.

1 Introduction – State of the art

The powertrain of vehicles with combustion engine is constantly being optimized. The losses occurring in rolling bearings, sealings and lubricants are always under study. In the case of rolling bearings, bearing concepts commonly used until now have to be reconsidered. Special attention goes to those cases where an adjusted bearing arrangement is solved by using tapered roller bearings. In this case, high friction losses occur due to the friction that takes place in the guide flange. The geometry of the rolling element leads to a resulting normal force acting on the flange of the inner ring. This area is then dominated by slip and its consequence friction. Fig. 1 shows the contact forces between rolling element flange and races (left), and the contact area between rolling element and flange. [1][2]

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_28

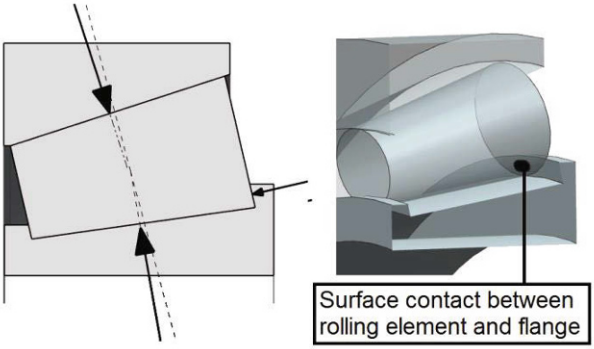


Fig. 1. The difference in contact angle at outer and inner ring turns into a resulting force pressing the rolling element against the flange of the inner ring. [1]

The main factor to consider when searching for an alternative is to maintain the same main dimensions as the bearing, which is to be substituted. Besides that, minimum performance characteristics as load capacity and lifetime have to be reached. In this sense, several alternatives as combined cylindrical roller and deep groove ball bearing, double row deep groove ball bearing as well as double row deep groove ball bearing will be discussed. After several researches where these types of rolling bearings have been compared, a double row deep groove ball bearing appears to be the optimal solution. This type of bearing shows considerably less friction losses at the same dimensions and grease reservoir size. However, the load carrying capacity is lower compared to tapered roller bearings. With these properties, the double row deep groove ball bearing has been successfully used as an alternative to tapered roller bearings for the axle gear of passenger cars. [3,4]

Although it is a better solution in case of passenger cars, its load rating is insufficient to be used in case of highly loaded rolling bearings, such as heavy-duty applications. A new concept of bearing avoiding the flange contact of tapered roller bearings, while keeping high carrying capacities is still been searched for.

2 Design concept

In this work, a new concept of bearing is being studied. This new concept should substitute tapered roller bearings when working under high loading conditions while minimizing the friction losses occurring in the flange contact.

The search for an optimal design will be based on several new geometries, which in turn are based on universal models [5-8]. The patent application of Jacob in 2008 [5] of a so well-known tapered barrel roller bearing is taking as starting point. From its geometry, several modifications will take place in order to achieve an optimized geometry.

2.1 Tapered barrel roller bearings

The use of tapered barrel roller bearing as a basis starting point in the search for an optimal geometry is well-founded on a previous work accomplish at our institute. This work showed that the friction losses occurring at a non-optimal basic prototype of tapered barrel roller bearing with 70mm shaft diameter and without a special surface finish (R_a = 0,15µm) is already comparable to those occurring at a tapered roller bearing of the same main dimensions, optimal flange geometry and a high quality surface finish (R_a = 0,03µm).

The basic idea for the construction of a tapered barrel roller bearing is represented in Fig. 2. The contact points P_1 to P_4, represented in red, are defined by two points on each raceway, inner ring and outer ring. The contact tangents of the osculant contact points both in the inner and outer raceways intersect in a point M located at the line of symmetry of the shaft, generating in this way a cone angle α. On the other hand, the outer cover surface of the rolling element is outlined through a segment of circle of constant radius, R. The cage takes an important role in this case, not only keeping the distance between roller contacts, but also correcting possible roller skewing by keeping them correctly aligned. [5]

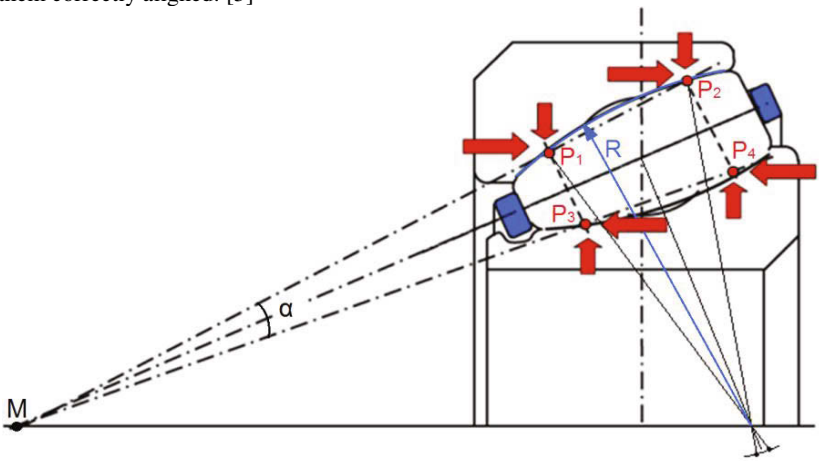


Fig. 2. Basic concept of tapered barrel roller bearing, points of contact and contact forces.

The advantages expected of tapered barrel roller bearings compared to tapered roller bearings are listed below:

- The absence of a flange leads to the avoidance of a contact force occurring on this region in the axial direction, which is the main cause of the friction losses (principle of operation of tapered roller bearings)
- Spinning movements do not appear (in comparison to double rowed ball bearings)
- Thanks to a self-locking-free cage, small guidance forces appear

- Less susceptibility to tilt
- High carrying capacity under combined loads (property that was insufficient in case of double rowed ball bearings)

Summarized, one can say, that the new geometry should have the combined advantages of both tapered roller bearings (high carrying capacity in both axial and radial directions) and barrel roller bearings (flange contact missing, high tolerance against roller tilting and skewing), and therefore, it could be the alternative that has been searched for in heavy duty applications. The geometry, which under same load conditions presents considerably less friction losses than a tapered roller bearing of same main dimensions, is consider as optimal geometry. Models features and their simulation conditions will be explained below.

2.2 Development of a new concept

The choice of the most convenient constructive measures of the bearing design to be analyzed is based on the results shown in several previous works [5-8].

Previous studies on the behavior of spherical roller bearings [6] have shown that, in order to achieve the smallest friction and the highest lifetime possible, the bearing has to be designed in such a way that the skewing torque of the outer ring is bigger or equal to the one of the inner ring. There are three possible arrangements to achieve this condition: rougher contact surface between rolling element and raceway at the outer ring in comparison to the one at the inner ring; arrangement of outer and inner raceways in such a way that the radius of curvature is not constant; placement of a groove in the middle of the outer raceway as well as bevel the ends of the inner raceway.

Unlike for the case of cylindrical roller bearings, a geometrical adjustment of the rolling element by the action of a load normal to the raceway does not take place in the case of tapered barrel roller bearings, as is the case for spherical roller bearings. To avoid the undesired friction losses that will result from an adjustment of the rolling element through the cage, the geometry of the bearing should be strategically chosen in a way so that the friction loses occurring in the contact point are always in an equilibrium state.

With these behaviors in mind, the main parameters to be changed are those defining the profile as well as the surface treatment of rolling body and raceways of inner and outer ring. The placement of load-relieving grooves to divide the two different profiled raceways as well as the possibility of the existence of only three contact points will also be under study. To achieve the second condition, the outer rings will be defined by only one profiled raceway, as in the case of the corresponding cover surface of the rolling body, leading to only one contact point at this ring. In addition to that, parameters like number of rolling bodies, cage clearance and operating temperature will be changed.

A tapered roller bearing 32208 has been chosen as basis for comparison of simulative and experimental results. A Multi-Body Simulation model of this bearing will be generated and its results compared to the results of the new design under study. Keeping the basic dimensions as width, internal diameter and external diameter constant, the rest

of the geometrical dimensions (angel of taper, roller diameter, etc.) will be strategically changed.

3 Dynamic simulation foundations

The different designs previously described will be implemented in a MBS model. The main advantage of a dynamic simulation in comparison to an experimental analysis is the possibility of an easy and fast change of key parameters to compare results against each other and find an optimal solution. Besides that, the observation of a contact area with high definition without increasing the computational costs is also a benefit of this method. Compared to a static simulation, as for example with finite elements methods, the dynamic simulation has the advantage that complex effects e.g. the interaction of cage and rolling elements can be analyzed as well. For the simulation accomplished in this work, commercial MBS-Software will be used. The basis of this Software will be supplemented with self-developed calculation routines, both for computation and evaluation. To analyze the results obtained from the simulation and its dependencies the Software Visual-Xsel and MatLab will be used. The procedure that will be followed in order to optimize the geometry is represented in Fig. 3 and explained below.

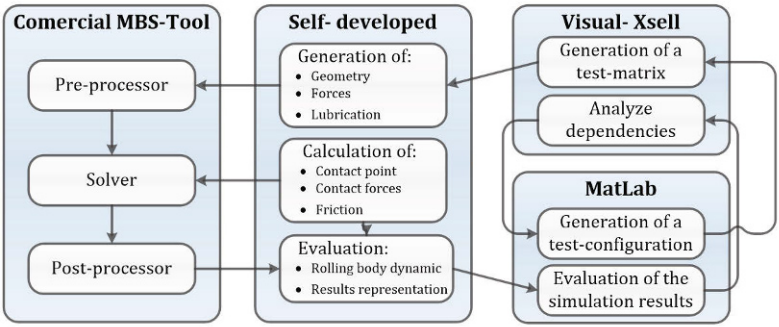


Fig. 3. Flow char of the dynamic simulation and automatic parameter study

The geometry of rolling bodies, inner and outer rings, as well as cage, together with the boundary conditions and loads, will define a model configuration. The construction of the model configuration will be implemented fully-parametric. That means that the geometries of the single bodies, as well as boundary conditions and loads will be transferred from the parameter set into an input file. After the MBS model is built, the contact taking place between rolling body, cage, and both ring races will be studied in self-developed calculation-routines integrated into the simulation. The procedure followed to define these contacts is: determination of the contact points, calculation of the penetration at these points, calculation of the contact and friction forces and finally calculation of the friction losses. The calculation of the contact will be done through slice models (the rolling body is divided into several slices coupled to each other). In this

way, edges stress as well as the relative velocity, which varies along the contact, can be likewise calculated. This procedure is described and has been ratified in several previous works [9-13].

Afterwards, in order to derive an efficient evaluation of the simulation results, the data record from these routines will be analyzed in MatLab, where an evaluation-routine will be generated for this purpose. With the data sets obtained, each contact can be very accurately evaluated by creating very detailed graphics to easily compare the results. The simulation of each model will lead to multiple results. In order to find an optimal solution, the parameters under study will be, amongst others: total losses of the rolling body, dynamics of rolling body and cage as well as frictional energy. These data obtained from the simulation will be compared between the different models generated and the significances and interdependencies will be analyzed. According to this comparison and analysis, a new matrix of tests will be generated. Each test will define the parameters to be changed in the next dynamic simulation. Having created these new models, a new cycle of optimization starts. This loop will be performed several times until an optimal model, with minimum friction losses, is reached.

4 Simulation results

As previously explained, a 32208 bearing has been chosen as basis bearing. In these terms, the basic parameters defining the geometry of the model under study, e.g. bore diameter, external diameter, width or cone angle, will be taken from the dimensions of the 32208 bearing. In Fig. 4 the two original geometries to be compared, the tapered roller bearing 32208 and a tapered barrel roller bearing with the same basic dimensions, are depicted. At first, the two parameters that will be change in the geometry in order to find an optimal model are the radius of curvature of the raceways and the distance between contact points of rolling body and raceway.

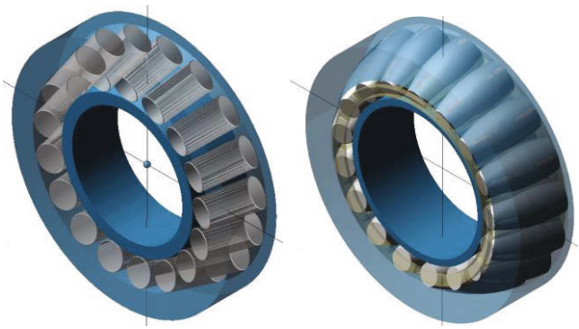


Fig. 4. Representation of two simulations models. On the left a 32208 bearing and on the right a geometry under study

In order to confirm the efficacy of the routines created to build the model, several results will be compared to each other, in particular the penetration and pressure, for different models. The first goal of this comparison is to prove that changes in the geometry of the model affect the results correspondingly. The basic dimensions, chosen in model 1, are those of the tapered barrel roller bearing prototype used on a previous work accomplish at the MEGT chair. The four cases that will be compared for this purpose have a rolling body with radius of curvature of 35.7 mm, while the differences in the geometry in the outer raceway are described in Table 1.

Table 1. Investigated model parameters

Model	Radius of curvature		Distance between contact points
	Rolling body	Outer raceway	
1	35.7 mm	40 mm	14 mm
2	35.7 mm	36 mm	14 mm
3	35.7 mm	40 mm	18 mm
4	35.7 mm	40 mm	0 mm

Fig. 5 and Fig. 6 show the geometries of the four models presented in Table 1 and their features. The geometry of the rolling body is represented in red, while the outer and inner rings are represented in black. The inner race does not change from one model to another, and its contact points are represented in green. Model 1 and 2 differ from each other in the radius of curvature of the outer race. Model 2, having a radius of curvature similar to the one of the rolling body, has less clearance than the model 1. Models 3 and 4 differ from model 1 in the distance between contact points, represented with red points in Fig. 6. For the fourth model, there is only one contact point on that raceway, in other words, a distance between contact points of zero.

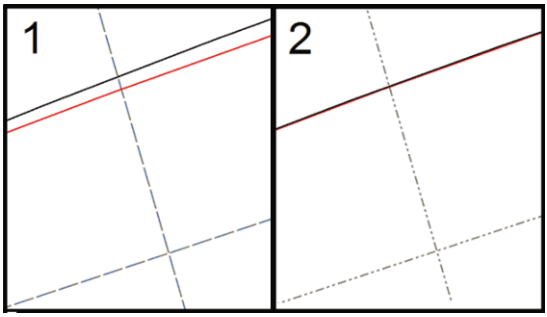


Fig. 5. Zoom of the middle point of raceway (in black) and rolling body (in red) for the models 1 and 2 described in Table 1

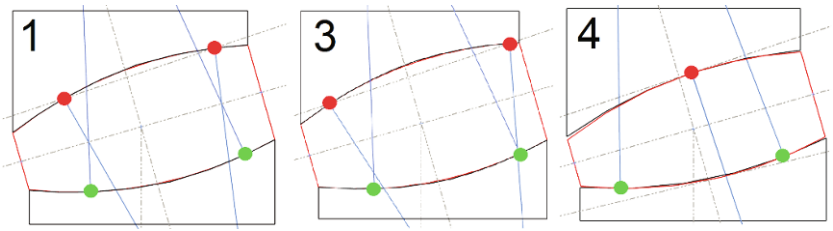


Fig. 6. Comparison of models 1, 3 and 4 described in Table 1. The contact points at the outer ring are highlighted in red.

For the simulation, a radial force of 200N is applied directly on the rolling body. The corresponding values of penetration and pressure are depicted in Fig. 7 and Fig. 8.

For both figures, the slices in which the length of the rolling body is divided are represented on the x-axis, where slice 31 is the side of the rolling body with the smallest diameter and slice 0 the opposite side. In this case, the middle of the rolling body will be between slices 15 and 16. The highest point of the graphs represent the contact point or points. In Fig. 7, the value of these points are slightly higher than 0, resulting in a theoretical penetration. This penetration causes pressure, which appears at the same slice, as we can see in Fig. 8. For models 1 to 3, the points of highest pressure appear at different slices than in the model 1, since the contact points, as shown in Fig. 6 are located at different locations along the length of the rolling body.

For the penetration taking place at model 2, please notice that the y-axis has a scale of 10^{-3}, which means that the penetration along the length of the rolling body is much closer to a theoretical penetration than in model 1. In terms of pressure, it is less focused than for in model 1, but more distributed in the surrounding area. The reason for that is that the clearance between rolling body and raceways is almost absent.

The validity of the routines at different geometries under stationary operation has been proven with these results. Next step is to prove the dynamic behavior of the model. In order to do this, an exemplary full model configuration (several rolling elements, inner and outer race, rotational speed) will be simulated at different load distributions. The results of these simulations will be compared with those of the 32208 bearing model, working under the same boundary and load conditions. The results of these simulations are currently being obtained and will be presented in future studies.

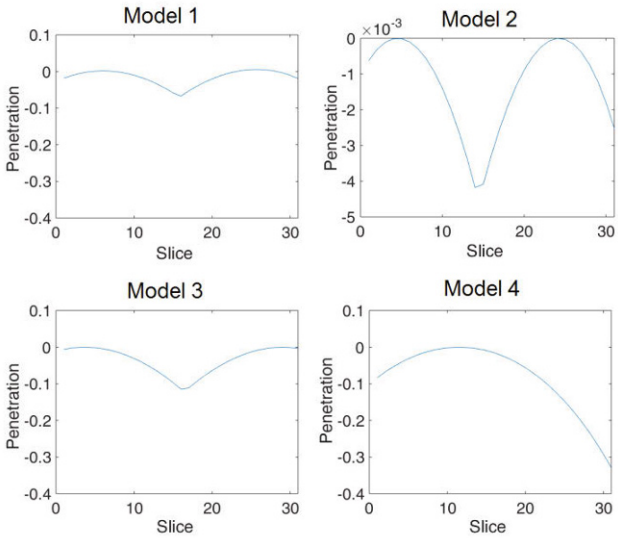


Fig. 7. Penetration taking place at the outer ring for the four geometry models described in Table 1

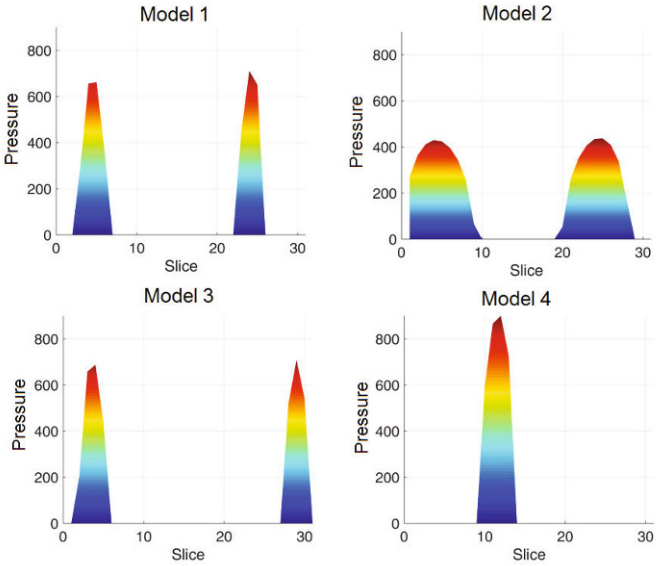


Fig. 8. Pressure (MPa) between the outer ring for the four geometry models described in Table 1

5 Following steps

Having proven of the efficacy of the self-developed routines, the optimization of the model can start. With this purpose, an evaluation routine will be developed in Matlab. This routine will reach and use both, the resulting data from the MBS-System, as well as the data record generated through the DLL. While the result data from the MBS-System provides essential information e.g. dynamic of the cage or velocities of the bodies, the data record from the DLL can be used for a very detailed evaluation of each contact.

After several automatized simulations, an optimized model will be obtained. Furthermore a prototype of this final design will be manufactured and experimentally tested to prove the results obtained from the simulation.

References

1. Krug, U., Dittmar, R.: Anwendung reibungsoptimierter Kegelrollenlager. In: VDI-Tagung Gleit- und Wälzlagerungen, Schweinfurt (2011)
2. Koryciak, J.: Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung. In: VDI-Tagung Gleit- und Wälzlagerungen, Schweinfurt (2011)
3. Plank, R.: Effizienzsteigerung von Fahrzeugantrieben durch optimierte Lagerungen. In: VDI-Tagung Gleit- und Wälzlagerungen, Schweinfurt (2011)
4. Bohr, A.: Nachhaltigkeit durch neue Wälzlager. In: Tribologie und Schmierungstechnik, 59. Jahrgang, (1/2012)
5. Jacob, M., Jacob, W.: Wälzlager; EP 2 126 388 B1, Date of filing: 11.02.2008
6. Kellström, E. M., Blomqvist, L. S.: Rollenlager, DE 23 34 394 C2, SKF Kugellagerfabriken GmbH, 8720 Schweinfurt, Date of filing: 06.07.1973
7. NTN Corporation Osaka-shi: Double-row self-aligning roller bearing and device for supporting wind turbine generator main shaft; EP 1 705 392 B1, Date of filing: 16.11.2004
8. Kellström, E. M., Blomqvist, L. S.: Rollenlager, US 39 90 753, SKF Industries Inc., King of Prussia, Pa., Date of filing: 27.02.1976
9. Aul, V., Augustino, R., Haehnel, T., Vidner, J., Sauer, B., Gold, P., Schlecht, B., Leidich, E.: FVA-Heft 8222: MKS-Studie: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (2007)
10. Sauer, B., Kiekbusch, T.: Dynamic Simulation of the Interaction between Raceway and Rib Contact of Cylindrical Roller Bearings. In: STLE Annual Meeting, Atlanta, USA (05.2017)
11. Kiekbusch, T., Sauer, B.: Calculation of the dynamic behaviour of rolling bearings with detailed contact calculations. Proceedings of the EUROMECH Colloquium 578 in Rolling Contact Mechanics for Multibody System Dynamics, Funchal, Madeira, Portugal (04.2017)
12. Kiekbusch, T., Fruth, T., Sauer, B.: Analyse des dynamischen Verhaltens von Wälzlagern in WEA unter Berücksichtigung der Umgebungsverformung, 6. VDI-Fachtagung „Schwingungen von Windenergieanlagen“, VDI-Bericht 2242, S. 83-96, Bremen (06.2015)
13. Kiekbusch, T.: Strategien zur dynamischen Simulation von Wälzlagern, TU Kaiserslautern, Diss. (2017)

Design of mobile floating bridge systems and working platforms

W. Fraundorfer[1], J. Kuhnert[2], E. P. Vina[2], T. Weyh[2]

[1] GENERAL DYNAMICS, Barbarossastr. 30, 67655 Kaiserslautern, Germany
[2] Fraunhofer ITWM, Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany

Abstract. With the progress of numerical simulation methods and the acceleration of computer hardware, it becomes more and more possible to combine several engineering disciplines in the field of virtual product development.

This paper gives an overview about a development project between General Dynamics and Fraunhofer ITWM regarding the technical design of mobile bridge systems. The main part of the project involves a link between a structural bridge model ("IRB": Improved Ribbon Bridge) with a fluid medium (water). So far, most of the calculations have been solved with a CFD (Computational Fluid Dynamics) code. Within this project a new approach using the FPM (Finite Pointset Method) solver, developed at Fraunhofer ITWM will be shown.

In contrast to classic numerical methods such as Finite Elements or Finite Volumes, FPM is a purely grid-free flow solver, which avoids expensive mesh generation and maintenance. The numerical basis of FPM is a moving point cloud, which is perfectly self-adaptive towards free surfaces of traveling rigid bodies. Thus, it takes advantage for many time-dependent problems, where grid-based methods reach their limits due to the necessary remeshing.

Another aspect of the project is focusing on the automatic detection of crossing vehicles to determine the outer load interacting with the bridge. This is realized by a real-time image recognition algorithm, based on neuronal networks.

Keywords: virtual product development, fluid computation, grid-free methods, neuronal networks, automatic image recognition, machine learning

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_29

Auslegung von mobilen Schwimmbrücken und Arbeitsplattformen

W. Fraundorfer[1], J. Kuhnert[2], E. P. Vina[2], T. Weyh[2]

[1] GENERAL DYNAMICS, Barbarossastr. 30, 67655 Kaiserslautern, Germany
[2] Fraunhofer ITWM, Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany

Abstract.
Mit der fortschreitenden Weiterentwicklung nummerischer Simulationsmethoden und der einhergehenden Beschleunigung vorhandener Computerhardware, ergeben sich neue Möglichkeiten in der Verknüpfung verschiedener Ingenieursdisziplinen im Bereich der virtuellen Produktentwicklung.

Das vorliegende Paper gibt einen Überblick über die Inhalte eines zwischen General Dynamics und dem Fraunhofer ITWM durchgeführten Entwicklungsprojekts im Bereich der Simulation von mobilen Brückensystemen. Hauptbestandteil des Entwicklungsprojekts ist die Verknüpfung eines starren Strukturmodells einer Schwimmbrücke ("IRB": Improved Ribbon Bridge) mit einem flüssigen Medium (Wasser). Bisher wurden auf diesem Themengebiet CFD (Computational Fluid Dynamics) Löser eingesetzt. In diesem Projekt wurde der am Fraunhofer ITWM entwickelte FPM-Ansatz (Finite Pointset Method) verwendet.

Im Gegensatz zu den klassischen Methoden, wie die der Finiten Elemente oder der Finiten Volumen, setzt FPM konsequent auf eine gitterfreie Methode auf, welche keinerlei aufwändige Vernetzung benötigt. Die nummerische Basis der FPM Methode besteht aus einer sich bewegenden Punktewolke, welche sich gegenüber freier Oberflächen gekoppelter starrer Körper selbstständig adaptiv anpasst. Somit hat die FPM-Methode einige Vorteile gegenüber netzbasierten Lösern, welche im Bereich von zeitabhängigen Problemstellungen schnell an ihre Grenzen stoßen, da eine ständige Neuvernetzung notwendig wird.

Ein weiterer Projektaspekt betrifft die automatische Detektion von Fahrzeugen, welche einen äußeren Lastangriff auf die Schwimmbrücke darstellen. Die Erkennung basiert auf einem echtzeitfähigen Bilderkennungsalgorithmus, welche ein neuronales Netzwerk verwendet.

Keywords: virtuelle Produktentwicklung, Fluid Simulation, gitterfreie Methoden, neuronale Netzwerke, automatische Bilderkennung, maschinelles Lernen

1 Entwicklungsprozess eines mobilen Schwimmbrückenfahrzeugs

1.1 Stand der Technik

Heute ist die Entwicklung von mobilen Schwimmbrücken und Arbeitsplattformen immer noch stark auf empirische Ermittlungen angewiesen. Diese Ermittlungen müssen zusätzlich durch aufwendige Modelversuche verifiziert werden. Auch die Einsätze sind bis heute durch begleitende händische Aufzeichnungen und Messungen geprägt.

Das vorliegende Paper beschreibt den Einsatz der FPM (Finite Pointset Method) Methode im Bereich der Fluid-Struktur Kopplung für Schwimmbrücken. Des Weiteren kommen automatische Bilderkennungsalgorithmen zum Einsatz, um den die Brücke überfahrenden Fahrzeugtyp automatisch zu klassifizieren.

1.2 Modellaufbau und Eingangsgrößen

Die mobile Schwimmbrücke besteht im Wesentlichen aus vier Einzelteilen. Ein mittleres Segment besteht aus einem Seiten- und einem Innenteil, welche bis zu einer Gesamtlänge von mehreren hundert Metern aneinandergekoppelt werden können. (Abb. 1)
Da sichergestellt sein muss, dass Fahrzeuge auch bei verschiedenen Böschungswinkeln die mobile Schwimmbrücke betriebssicher befahren können, wird am Anfang und Ende der Brücke jeweils ein abgewinkeltes Rampensegment verwendet. Der Öffnungswinkel gegenüber der Böschungskante wird über ein hydraulisches Zylindersystem eingestellt.

Abb. 1. Darstellung einer IRB (Improved Ribbon Bridge) während eines Einsatzszenarios

Die Verbindungen der einzelnen inneren Brückensegmente werden mittels eines Scharniermechanismus realisiert, welches von der Oberseite der Brücke zu bedienen ist. Die Sicherung der Scharniere wird über Bolzenverbindungen bewerkstelligt, welche ein gewisses Verbindungsspiel aufweisen. Des Weiteren dienen sogenannte

„Knochen“ als weiteres stabilisierendes Element, welche an der Fahrbahnoberfläche der Schwimmbrücke eingelassen werden.

Nach Angabe der Eingangsgrößen (Anzahl der Brückenelemente, Bolzenspiel, Rampenwinkel) über eine am ITWM entwickelte graphische Oberfläche (Abb. 2), wird das FPM-Simulationsmodell automatisch erzeugt und kann einer ersten visuellen Prüfung unterzogen werden. Weitere Angaben bezüglich der Geometrie des Flussbetts, der Wassertiefe und Fließgeschwindigkeit, komplettieren das Modell und ermöglichen eine intuitive Erzeugung des FPM-Berechnungsmodells.
Zusätzlich können äußere Fahrzeuglasten (nach MLC-Standard oder ziviler Nutzung) definiert werden.

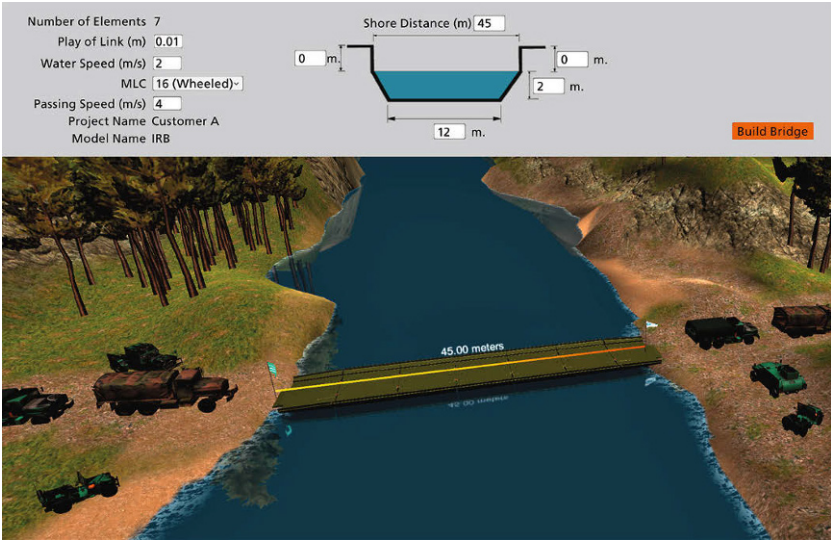


Abb. 2. Die graphische Oberfläche der Brückensimulation

1.3 Fluid-Simulation mittels FPM (Finite Pointset Method)

Gitterfreie numerische Methoden werden mit wachsender Intensität für die Simulation industrieller Prozesse und Vorgänge, besonders für strömungsmechanische oder kontinuumsmechanische Aufgabenstellungen, angewendet. Das ITWM entwickelt mit der Finite Pointset Method (FPM) seit dem Jahr 2000 eine eigene, originäre gitterfreie Simulationsmethode und –software. FPM basiert auf einer nichtvernetzten Wolke numerischer Punkte, die das Kontinuum abbilden und die sich mit der Materialgeschwindigkeit bewegen (Lagrange-Methode). Daher erlaubt FPM eine sehr einfache und natürliche Modellierung von Vorgängen mit freien Oberflächen und bewegten Teilen der Geometrie [1]. Der Arbeitsschritt der Vernetzung entfällt völlig, welche sehr hohe Einsparpotentiale in der gesamten Simulationsprozesskette mit sich bringt.

In vielen Fällen kann FPM direkt, ohne weitere geometrische Zwischenschritte, auf der Basis eines CAD-Modells gestartet werden.
Seit 2001 gibt es vielfältige industrielle Applikationen. Hauptanwendungsgebiet ist derzeit der Automobilbau, hier besonders Fragestellungen der Wasserdurchfahrt und in der vorliegenden Anwendung die Fluid-Struktur-Interaktion von strömendem Wasser mit freier Oberfläche und schwimmenden Körpern [2].
Die Methode basiert auf einem verallgemeinerten Finite Differenzen Ansatz für die Navier-Stokes-Gleichungen. Das Kernstück des impliziten Ansatzes ist der für FPM spezialisierte numerische Algorithmus, der auf einer Kopplung der Geschwindigkeits- und Druckformulierung beruht.
FPM ist ein ideales Tool für die Simulation der Fluid-Struktur-Interaktion von dynamisch belasteten Schwimmbrücken. Diese spezielle Applikation ist insbesondere gekennzeichnet durch freie Oberflächen und bewegte Geometrieteile, alles Herausforderungen, denen FPM gewachsen ist und die es zu einem Simulationswerkzeug mit Alleinstellungscharakter macht.

Numerische Basis

Die Basis der gitterfreien Numerik ist die Punktewolke. Auf den numerischen Punkten werden die lokalen Größen von Geschwindigkeit, Druck, etc. gespeichert und zeitlich integriert. Die Punktewolke repräsentiert in ihrer Kompaktheit das strömende Medium. In Abbildung 3 (Darstellung in FPM Entwicklungsumgebung) ist für den vorliegenden Anwendungsfall die FPM-Punktewolke in Interaktion mit der Struktur dargestellt.

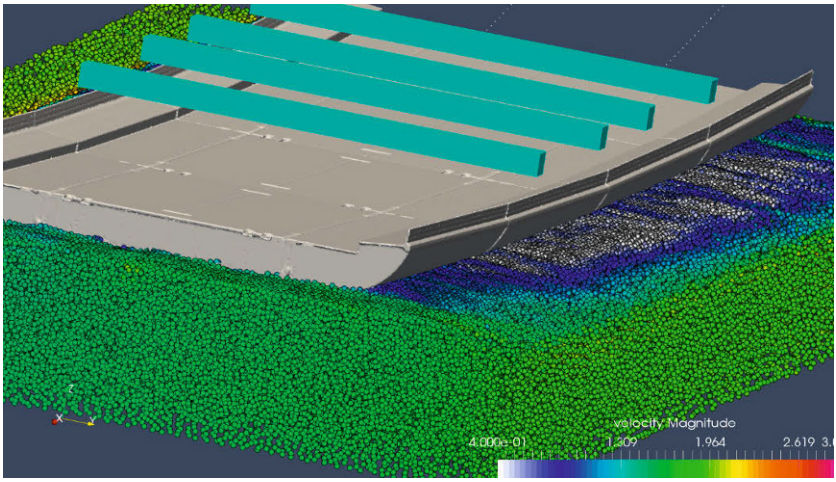


Abb. 3. Konfiguration der FPM-Punktewolke und Interaktion mit der Struktur

Die blauen Balken symbolisieren überfahrende Massen, in hellgrau sind die miteinander gekoppelten Schwimmelemente dargestellt. Die FPM-Punkte sind entsprechend der lokalen Geschwindigkeit eingefärbt.

Die Punktewolke ist nur dann regulär (d.h. kompakt), wenn innerhalb eines vorgegeben Suchradius eine hinreichend große Anzahl von Nachbarn gefunden wird. Um dies sicherzustellen, wird die Organisation der Punktewolke von FPM übernommen, der Nutzer definiert lediglich den Suchradius. Die Software kreiert neue Punkte, falls im Laufe der Simulation Lücken entstehen, oder aber löscht in Gebieten von Punktehäufung. Der Interaktionsradius kann lokal variieren, um geometrische Details besser aufzulösen. Im Bild ist eine größere Punktedichte um die Schwimmelemente zu erkennen. Das lokale Anpassen erfüllt den Zweck, eine möglichst kleine Punktezahl zu realisieren und damit den Rechenaufwand zu minimieren. Wir bezeichnen den Interaktionsradius als

$$h(t,\mathbf{x}) \tag{1}$$

mit den Größen t = Zeit und $\mathbf{x} = \begin{pmatrix} x & y & z \end{pmatrix}^T$ = Ort. FPM unterscheidet zwei Arten von Punkten. Innere Punkte sind die Basis für die Modellierung der zugrundeliegenden Differentialgleichungen für Geschwindigkeit und Druck, Randpunkte dienen der Umsetzung der zugehörigen Randbedingungen.
Die FPM-Punkte bewegen sich mit der Strömungsgeschwindigkeit, damit erweist sich die Methodik als besonders adaptiv bzgl. bewegter Strukturen und freier Oberflächen.

Modellgleichungen

FPM basiert auf einer gitterfreien Modellierung der Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Für die Anwendung der mobilen Brücken ist die Energiegleichung (Temperatur) von geringer Bedeutung, wir setzen lediglich Masse und Impuls an:

$$\frac{d\rho}{dt} = -\rho\left(\nabla^T \mathbf{v}\right) \tag{2}$$

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt} + \frac{1}{\rho}\nabla p = \frac{1}{\rho}\left(\nabla^T \mathbf{S}_v\right)^T + \mathbf{g} \tag{3}$$

mit ρ = Dichte, $\mathbf{v} = (u,v,w)^T$ = Geschwindigkeitsvektor, $\mathbf{g} = \left(g_x, g_y, g_z\right)^T$ = Gravitationsvektor, p = Druck, $\mathbf{S}_v(\mathbf{v}) = \eta\left[\left(\nabla\mathbf{v}^T + \left(\nabla\mathbf{v}^T\right)^T\right) - 2/3\left(\nabla^T\mathbf{v}\right)\cdot\mathbf{I}\right]$ = viskoser Spannungstensor, $\nabla = \begin{pmatrix} \partial/\partial x & \partial/\partial y & \partial/\partial z \end{pmatrix}^T$ = lokaler Gradientenoperator, $\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \mathbf{v}^T\nabla$ = substantielle (totale) Zeitableitung.
Wir gehen von einem inkompressiblen Medium aus, damit reduziert sich Gl. (2) zu

$$\nabla^T \mathbf{v} = 0 \tag{4}$$

Für inkompressible Medien kann keine Druck-Zustandsgleichung angesetzt werden, allerdings lässt sich der Druck unter der Voraussetzung (4) durch Applikation der Divergenz ∇^T auf die Impulserhaltung (3) aus der gegeben Geschwindigkeit ermitteln

$$\nabla^T\left(\frac{1}{\rho}\nabla p\right) = -\Phi + \nabla^T\left(\frac{1}{\rho}\left(\nabla^T \mathbf{S}_v\right)^T\right) \tag{5}$$

wobei $\Phi = \nabla^T\left(\frac{d\mathbf{v}}{dt}\right) = u_x u_x + v_x u_y + w_x u_z + u_x v_x + v_x v_y + w_x v_z + u_x w_x + v_x w_y + w_x w_z$

ein explizit berechenbarer Quellterm ist. Gl. (5) ist eine partielle Differentialgleichung vom Laplace-Typ für die Unbekannte p.

Die Gleichungen (3) bis (5) bilden ein vollständiges mathematisches Strömungsmodell.

Numerische Approximation von Differentialoperatoren

Das oben aufgezeigte mathematische Modell kann nur dann numerisch gelöst werden, wenn auf der FPM-Punktewolke Ortsableitungen berechnet werden können. Der allgemeine Ansatz für eine beliebige Funktion u ist

$$\tilde{\nabla} u_i = \sum_{j \in N_i} \mathbf{c}_{ij}^{\nabla} \cdot u_j \tag{6}$$

Dabei ist $\tilde{\nabla} u_i$ der am Punkt mit dem Index i numerisch ausgewertete Gradient von u. Der Stencil-Operator $\mathbf{c}_{ij}^{\nabla}$ ist universell für die Gradientenberechnung einer diskret gegeben Funktion anwendbar, und muss daher nur einmal am Anfang eines jeden Zeitschritts für alle Punkte aufgestellt werden. $\mathbf{c}_{ij}^{\nabla}$ entsteht durch einen lokalen Least-Squares-Ansatz mit den Bedingungen, dass einfache Monome bis zu einer vorgegebenen Ordnung exakt abgebildet werden, ansonsten die Einträge des Stencil-Operators möglichst klein sein sollen:

$$\sum_{j \in N_i} \mathbf{c}_{ij}^{\nabla} \cdot m_j^k \overset{!}{=} r^k, \quad k = 0 \ldots n^{Ord}, \qquad \sum_{j \in N_i} \left\| \mathbf{c}_{ij}^{\nabla} \right\|^2 \overset{!}{=} \min \tag{7}$$

wo hier m_j^k Monome der Ordnung k sind, also beispielsweise $m_j^0 = 1$, $m_j^{1,x} = x_j$, $m_j^{1,y} = y_j$, $m_j^{1,z} = z_j$, $m_j^{2,xx} = x_j^2$ etc. Die Anzahl der verwendeten Ansatzmonome bestimmt die Approximationsordnung bzw. Approximationsgüte, mit $n^{Ord} = 1$ verwenden wir lineare Ansatzfunktionen, der Approximationsfehler ist damit von der Ordnung $O\left(h^2\right)$. Für die hier durchgeführten FPM-Simulationen nutzen wir aus-

schließlich Ansatzfunktionen mit $n^{Ord} = 2$, demnach ist die Approximationsgüte bei $O\left(h^3\right)$.

Numerisches Lösungsschema

Die Impulserhaltung wird in strengem Sinne auf jedem FPM-Punkt numerisch gelöst, für die Zeitableitung setzen wir eine simple Vorwärtsdifferenz an, für die Ortsableitung den oben beschriebenen Ansatz über die Operator-Stencils. Damit repräsentiert sich das numerische Schema als

$$\frac{\mathbf{v}_i^{n+1} - \mathbf{v}_i^n}{\Delta t} + \frac{1}{\rho}\tilde{\nabla} p_i^{n+1} = \frac{1}{\rho}\left(\tilde{\nabla}^T \mathbf{S}_v^{n+1}\right)_i^T + \mathbf{g} \tag{8}$$

und es sind $\mathbf{v}_i^{n+1}$, $\mathbf{v}_i^n$ die Geschwindigkeiten am FPM-Punkt i zum Zeitschritt $n+1$ bzw. n. Das ist offensichtlich ein impliziter Ansatz, praktisch muss dafür auch der Druck p^{n+1} zum neuen Zeitschritt bekannt sein. Da der Druck selbst aber wiederum Lösung einer von $\mathbf{v}^{n+1}$ abhängigen partiellen Differentialgleichung ist, siehe Gl. (5), kann er apriori nicht angegeben werden. Wir berechnen daher eine vorläufige Lösung $\hat{\mathbf{v}}^{n+1}$ der Geschwindigkeit unter Anwendung des bekannten Drucks p^n, nämlich

$$\frac{\hat{\mathbf{v}}_i^{n+1} - \mathbf{v}_i^n}{\Delta t} + \frac{1}{\rho}\tilde{\nabla} p_i^n = \frac{1}{\rho}\left(\tilde{\nabla}^T \mathbf{S}_v^{n+1}\right)_i^T + \mathbf{g} \tag{9}$$

Subtrahiert man Gleichung (9) von (8), so erhält man

$$\frac{\mathbf{v}_i^{n+1} - \hat{\mathbf{v}}_i^{n+1}}{\Delta t} + \frac{1}{\rho}\tilde{\nabla}\left(p_i^{n+1} - p_i^n\right) = \frac{\mathbf{v}_i^{n+1} - \hat{\mathbf{v}}_i^{n+1}}{\Delta t} + \frac{1}{\rho}\tilde{\nabla}\left(c_i^{n+1}\right) = 0$$

wobei wir bei c^{n+1} auch vom Korrekturdruck (c=correction) sprechen. Unter Anwendung des Divergenzoperators erhalten wir eine konstituierende Gleichung für den Korrekturdruck vom Laplace-Typ

$$\tilde{\nabla}^T \mathbf{v}_i^{n+1} - \tilde{\nabla}^T \hat{\mathbf{v}}_i^{n+1} + \tilde{\nabla}^T \frac{\Delta t}{\rho}\tilde{\nabla}\left(c_i^{n+1}\right) = 0 \tag{10}$$

die unter der Annahme $\tilde{\nabla}^T \mathbf{v}_i^{n+1} = 0$, siehe Gl. (4), und unter Vorgabe geeigneter Randbedingungen eindeutig nach c^{n+1} zu lösen ist. Mithin kann die implizite Lösung der Geschwindigkeit und des Drucks nachgezogen werden

$$\mathbf{v}_i^{n+1} = \hat{\mathbf{v}}_i^{n+1} - \Delta t \frac{1}{\rho}\tilde{\nabla}\left(c_i^{n+1}\right), \qquad p_i^{n+1} = p_i^n + c_i^{n+1} \tag{11}$$

Es zeigt sich allerdings, dass der so berechnete Druck zeitlich sehr stark rauscht, was insbesondere Konsequenzen für die Kopplung mit der Struktur (Abschnitt „Kopplung

der Struktur mit der FPM-Simulation“) hat. Weitaus weniger zeitliches Rauschen erhält man, wenn im Anschluss der Druck noch einmal entsprechend Gleichung (5) neu berechnet wird, also durch Lösung der Laplace-Gleichung

$$\tilde{\nabla}^T\left(\frac{1}{\rho}\tilde{\nabla}p^{n+1}\right) = -\Phi\left(\mathbf{v}^{n+1}\right) + \tilde{\nabla}^T\left(\frac{1}{\rho}\left(\tilde{\nabla}^T\mathbf{S}_v^{n+1}\right)^T\right)$$

nach p^{n+1} unter Vorgabe geeigneter Randbedingungen.

Am Ende des Zeitschritts erfolgt die Bewegung der FPM-Punkte mit

$$\mathbf{x}^{n+1} = \mathbf{x}^n + \Delta t \cdot \mathbf{v}^{n+1} \tag{12}$$

und damit ist die numerische Integration eines Zeitschritts komplett.

Modellierung der Struktur

Die Struktur der schwimmenden Brücke ist durch ein System gekoppelter Festkörper dargestellt. Jedes Brückensegment ist als Festkörper durch drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade gegeben:

$$m_k \frac{d\mathbf{v}_k^0}{dt} = F_k^G + F_k^P + \sum_{m=1}^{N_{ele}} F_{km}^L \,, \qquad k = 1...N_{ele} \tag{13}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\mathbf{J}_k\boldsymbol{\omega}_k^0\right) = M_k^P + \sum_{m=1}^{N_{ele}} M_{km}^L \,, \qquad k = 1...N_{ele} \tag{14}$$

wobei für das Element mit der Ordnungsnummer k folgende Größen gelten: m_k =Masse, $\mathbf{v}_k^0$ =Geschwindigkeit des Schwerpunktes, $F_k^G = m_k \cdot \mathbf{g}$ =Gewichtskraft, F_k^P =Summe der hydrodynamischen Kräfte (P=‘pressure‘), F_{km}^L =Verbindungskräfte (L=‘link‘) zwischen dem dem k-ten und dem m-ten Schwimmelement, $\mathbf{J}_k$ =Massenträgheitstensor, $\boldsymbol{\omega}_k^0$ =Rotationsgeschwindigkeit um den Schwerpunkt, M_k^P =resultierendes Moment der hydrodynamischen Kräfte, $M_{km}^L = \left(\mathbf{x}_{km}^L - \mathbf{x}_k^0\right) \times F_{km}^L$ = resultierendes Moment der Kopplungskräfte, $\mathbf{x}_k^0$ =Schwerpunkt des k-ten Elementes, $\mathbf{x}_{km}^L$ =Kopplungspunkt zwischen dem k-ten und m-ten Brückensegment.

Die zeitlich zu integrierenden Variablen sind dabei $\mathbf{v}_k^0$, $\boldsymbol{\omega}_k^0$ und F_{km}^L. Für die unbekannten Kräfte ist zusätzlich zu (13) und (14) eine Schlussbedingung der Form

$$\mathbf{v}_k^0 + \boldsymbol{\omega}_k^0 \times \left(\mathbf{x}_{km}^L - \mathbf{x}_k^0\right) = \mathbf{v}_m^0 + \boldsymbol{\omega}_m^0 \times \left(\mathbf{x}_{km}^L - \mathbf{x}_m^0\right) \tag{15}$$

erforderlich, um die Gleichheit der Geschwindigkeiten der beiden Kopplungspartner in jeder Kopplungsstelle sicherzustellen.

Die numerische Umsetzung bzw. zeitliche Integration erfolgt implizit. Wir setzen für alle Unbekannten ein großes lineares Gleichungssystem an. So lassen sich vor allem

die Kopplungskräfte über die Schlussbedingungen (15) sehr elegant und effizient in das Lösungsschema einbeziehen.

Kopplung der Struktur mit der FPM-Simulation

Für die gekoppelte Dynamik stellt FPM die Kräfte und Momente F_k^P und M_k^P der Strömung auf die Struktur des k-ten Brückensegments zur Verfügung, im Detail sind das

$$F_k^P = \oint_{\partial\Omega_k} p \cdot \mathbf{n} \cdot d\left(\partial\Omega_k\right), \qquad M_k^P = \oint_{\partial\Omega_k} \left(\mathbf{x} - \mathbf{x}_k^0\right) \times p\mathbf{n} \cdot d\left(\partial\Omega_k\right) \tag{16}$$

mit $\partial\Omega_k$ =benetzte Oberfläche des k-ten Brückensegmentes, $\mathbf{x}$ =Integrationspunkt der benetzten Oberfläche, $\mathbf{n}$ =zugehörige Randnormale, p =lokaler Druck.

Die Struktur dagegen liefert die Werte $\mathbf{x}_0^k$, $\mathbf{v}_0^k$ und $\boldsymbol{\omega}_0^k$ eines jeden Brückensegments. Mit diesen Größen kann die Bedingung der Strömungsgeschwindigkeit am Rand eines Brückensegmentes berechnet werden:

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0^k + \boldsymbol{\omega}_0^k \times \left(\mathbf{x} - \mathbf{x}_0^k\right) \tag{17}$$

Diese Kopplung ist ihrem Wesen nach explizit, obwohl die Integrationsverfahren, sowohl für die Strömung, als auch für die Struktur, zeitlich implizit angesetzt sind. Explizit heißt in dem Sinne, dass Strömungs- und Strukturlösungen nacheinander erfolgen und die Struktur lediglich auf die Strömungslösung des vorangegangenen Zeitschritts zugreifen kann, und umgekehrt. Es würde erheblichen Entwicklungsaufwand bedeuten, die Kopplung implizit zu gestalten. Auf der anderen Seite kommt es für die explizite Kopplung per se zu Einbußen hinsichtlich numerischer Stabilität, was übrigens ein universelles Problem für jede Form der expliziten Fluid-Struktur-Kopplung ist. Gegenwärtig entschärfen wir dieses Problem durch zeitliches Filtern des Drucksignals, das von der Strömung auf die Struktur übertragen wird.

2 Weitere Aspekte der Entwicklung

2.1 Automatische Detektion und Klassifikation überfahrender Fahrzeuge

Ein weiterer Unterpunkt des gemeinsamen Entwicklungsprojektes sieht die automatische Erkennung und Klassifizierung von Fahrzeugen vor.

Typischerweise wird die mobile Schwimmbrücke vorwiegend im militärischen Bereich eingesetzt. Durch die in der NATO gültige Standardisierung der Gewichtsklassen (Military Load Classification, MLC [3]), ist jedes Fahrzeug in eine korrespondierende Lastklasse eingeteilt. Die Anwendung der MLC-Klasse auf Brückensysteme ist in „Trilateral Design and Test Code for Military Bridging and Gap-Crossing Equipment“ (TDTC) [4] detailliert beschrieben und bildet die Grundlage für alle weiteren Lastannahmen. Aus der Angabe der MLC-Klasse, lässt sich in etwa auf das

tatsächliche Gesamtgewicht in Tonnen schließen. Des Weiteren enthält die TDTC unter anderem Angaben über die Anzahl der Achsen, deren Abstand untereinander, sowie die maximal auftretende Radlast für Rad- und Kettenfahrzeuge.

Bisher erfordert die Auffahrt auf die Schwimmbrücke die Anwesenheit eines Einweisers, welcher die MLC-Klasse des auffahrenden Fahrzeugs überwacht und dokumentiert, sowie den Sicherheitsabstand zwischen den einzelnen Fahrzeugen vorgibt.
Da die Schwimmbrücke jedoch nicht immer überwacht werden kann, steht die Entwicklung eines vollautomatisierten Lasterkennungssystems im Vordergrund. Dieses System wird bei GDELS auch zur Dokumentation der überfahrenden Lasten verwendet.

Eine Grundlage des vollautomatisierten Lasterkennungssystems bilden selbstlernende Bilderkennungsalgorithmen, an denen bereits seit mehreren Jahren intensiv am Fraunhofer ITWM geforscht wird. Aus diesen Forschungsaktivitäten ist in der Abteilung MDF unter anderem das Messfahrzeug REDAR (Road & Environmental Data Acquisition Rover) entwickelt und aufgebaut worden, dass Technologien zur Erfassung detaillierter 3D-Umwelt- und Umgebungsdaten beinhaltet [5]. Das Erfassungssystem des Messfahrzeugs besteht im Kern aus zwei Hochleistungslaserscannern, sowie vier Farbbild-Industriekameras mit jeweils 5 MP Auflösung [6]. Aus den bereits gesammelten Erkenntnissen im Bereich des Messfahrzeugs REDAR, wurden vorhandene Ansätze zur Bildaufbereitung weiterentwickelt und auf die selbstlernende Bilderkennung im Bereich der automatischen Detektion von MLC-Lastklassen angepasst und verfeinert.

Als Eingangsdaten stehen dem ITWM diverse Bildquellen (Einzelbilder, Videos) in verschiedenen Qualitätsstufen zur Verfügung. Die Bilder zeigen eine geeignete Auswahl an Fahrzeugklassen, welche zukünftig automatisch erkannt werden sollen. Dieser Datensatz verschiedener Bilder und Videos, wird als „Trainingsmaterial“ für die Bilderkennungsmethoden verwendet.
Mathematisch betrachtet, stellt jeder Pixel des Trainingsmaterials eine eigene Dimensionsebene dar. Insgesamt ergibt sich somit ein höherdimensionaler Raum, in dem die einzelnen Bilder abgelegt werden. Anhand eines sogenannten Klassifikators wird nun eine Abgrenzung in diesem Raum gesucht, die aufgrund der verschiedenen Fahrzeugklassen entstehen.
Die verwendeten Klassifikatoren werden dabei in zwei Schritten programmiert. In der Trainingsphase werden die Bilder des Trainingsmaterials ausgewählt, welche die beste Abgrenzung aufweisen. In der anschließenden Testphase werden beliebige Bilder in den Algorithmus übergeben, um die Qualität der Detektion zu überprüfen. Dabei werden auch Bilder eingestellt, die offensichtlicher Weise keinerlei Bezug zu den zu erkennenden Objekten haben.

Während des Projekts wurde eine Serie verschiedener Klassifikatoren eingesetzt und auf die Belange der Fahrzeugerkennung überprüft und gegebenenfalls angepasst:

- Lineare Klassifikatoren (z.B. Support Vector Machine [7]): der Raum wird linear in einzelne Bildelemente eingeteilt, welche entweder einer bestimmen

Klasse oder keiner Klasse zugeteilt werden. Lineare Systeme, welche in der Trainingsphase zufriedenstellende Ergebnisse erzeugen, tendieren eher zu einer Verallgemeinerung. Zusätzlich sind sie relativ einfach zu trainieren.

- Nichtlineare Klassifikatoren (z.B. Convolutional Neural Networks [8]): nichtlineare Klassifikatoren können prinzipiell komplexer Nachbarschaftsbeziehungen zwischen einzelnen Bildelementen berücksichtigen. Allerdings tendieren sie das zu, falsche Lösungen zu überbewerten (overfitting). Des Weiteren erfordern sie weitaus mehr Rechenzeit und erhöhte Hardwareanforderungen.

Um die Bilderkennung zunächst an allgemeinen Fahrzeugen zu testen und die Klassifikatoren entsprechend zu trainieren, wurden frei verfügbare Einzelbilder verwendet. Die Bilder wurden von einer Autobahnbrücke aus aufgenommen und beinhalten verschiedene Fahrzeugklassen (PKW, Transporter, LKW).

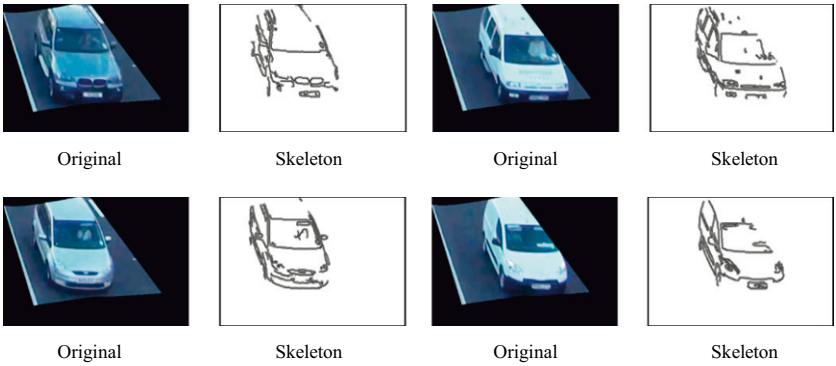


Abb. 4. Einzelbilder beliebiger Fahrzeuge (farbig), resultierendes Bild nach Anwendung einer Kantenerkennung (schwarz-weiß)

In Abbildung 4 ist eine Teilmenge des Trainingsmaterials (farbige Bilder) dargestellt, welche an den Klassifikator übergeben werden. Das Bild liegt in hoher Auflösung und vollem Farbraum vor. Die entsprechenden Ausgaben der Bilderkennung sind in schwarz-weiß dargestellt.
Das Bild hat einen Algorithmus zur Kantenerkennung (Hochpaßfilter) durchlaufen und die Farbinformationen der einzelnen Pixel wurden entfernt. Der Filter hebt Differenzen in den Grauwerten hervor und betont die Kanten eines Objekts. Tiefe Ortsfrequenzen werden unterdrückt und hohe hervorgehoben. Dadurch verschwinden gleichmäßig helle Bildanteile und somit treten die umlaufenden Kanten des Fahrzeugs besser hervor und der Klassifikator kann aus dem reduzierten Bild die entsprechende Fahrzeugklasse fehlerfrei detektieren.

In Abbildung 5 ist die Erkennung eines Fahrzeugkennzeichens und des korrespondierenden Typenschilds der MLC-Lastklasse dargestellt. Die Bilder werden von Videokameras geliefert, welche an den Ein- und Ausfahrrampen der Brücke aufgestellt sind. Der echtzeitfähige Bilderkennungscode analysiert nun ein vorbeifahrendes Fahrzeug anhand seiner äußeren Geometrie, Kennzeichens, des (falls vorhanden) MLC-

Zeichens und ordnet das Fahrzeug automatisch in seine entsprechende Gewichtsklasse ein.

Abb. 5. Detail eines Einzelbilds (Kennzeichen und Typenschild der MLC-Lastklasse, oben), Ergebnis der automatischen Aufbereitung (unten)

Mithilfe der oben beschrieben Bilderkennungsalgorithmen und weiteren Bildquellen (vorwiegend auch aus dem militärischen Bereich), werden weiterführende Trainingsläufe durchgeführt.

Das zusätzlich implementierte Dokumentationssystem erstellt einen entsprechenden Eintrag, der neben der Uhrzeit und Datumsangabe auch die MLC-Lastklasse und ein entsprechendes Bild des Fahrzeugs enthält.

3. Ausblick

Screening des Unter-Wasser-Profils im Einsatzbereich

Bevor Schwimmbrücken oder Arbeitsplattformen zum Einsatz kommen können, ist es erforderlich, das Einsatzgebiet und speziell die Randbereiche auf mögliche Gefahren zu untersuchen. Durch natürliche Hindernisse (z.B. Felsen), Überreste vorheriger Bauwerke (z.B. Brückenfundamente), angespültes Material (speziell nach Katastrophenszenarien wie z.B. Tsunamis oder Erdbeben) und Hindernisse wie Mauern, Zäune, o.ä. in Überschwemmungsgebieten, kann es leicht zu Beschädigungen am Gerät oder auch zu Personenschäden kommen.
Oft ist es deshalb notwendig, die Einsatzstellen manuell zu erkunden, wozu Taucher eingesetzt werden müssen. Durch Verschmutzungen des Wassers ist die Sicht des Tauchers häufig stark eingeschränkt, sodass dieser das Profil und mögliche Hindernisse nur durch Ertasten ermitteln kann. Hierbei kann es leicht zu schweren Verletzungen kommen, da der Taucher aufgrund der schlechten Sichtbedingungen mögliche Gefahren nicht rechtzeitig erkennen kann, durch Strömungen "weggetragen" oder durch Treibgut schwer verletzt werden kann.

Ziel ist deshalb auf der Basis derzeitiger Unterwassersensoren, wie sie in Erkundungsfahrzeugen verwendet werden, ein System zu entwickeln, das eine automatisierte Detektion möglicher Hindernisse im Einsatzbereiches ohne die Gefährdung von menschlichen Erkundungstauchern erlaubt. Das System dient auch zur Unterstützung des autonomen Fahrens durch befahrbare Wasserhindernisse, da es zurzeit kein System gibt, das ein seichtes Wasserhindernis als sicher durchfahrbar selektieren kann. Dabei soll das Sensorsystem so abgestimmt sein, damit die im Einsatzbereich befindlichen Hindernisse erkannt werden und den Bedienern eine optische Rückmeldung zur Position der Hindernisse geben zu können.
Im Rahmen des Projektes sollen folgende Teilaspekte bearbeitet werden: Zunächst wird eine Analyse und Evaluierung geeigneter Sensorsysteme zur Abtastung des Unterwasserprofils, z.B. 3D Multiecho Sonar oder Unterwasserlaserscanner durchgeführt.
Im Anschluss an die Auswahl der Sensorik wird ein Konzept entwickelt, um die Messtechnik unter der Wasseroberfläche einsetzten zu können. Hierbei sind verschiedene Lösungen denkbar, die im Rahmen des Vorhabens evaluiert werden müssen.
Nach Entwicklung des technischen Systems werden erste Sensordaten aufgezeichnet, um im nächsten Arbeitspaket Algorithmen zu entwickeln, welche die Abbildung und Analyse der relevanten Unter-Wasser-Bereiche gestatten. Diese umfassen einerseits die Filterung und Kombination der Messdaten zu einem 3D Profil sowie die anschließende, automatisierte Detektion von Hindernissen und Gefahrenstellen in diesen aufbereiteten Daten.

Automatisierte Berechnung des Fahrweges

Kommen Schwimmplattformen, Brücken oder Fähren zum Einsatz, so müssen diese häufig bewegt oder deren Lage korrigiert werden. Dies kann einerseits durch einen sich verändernden Wasserpegel erforderlich sein, andererseits aber auch zu Transportzwecken oder im Fährbetrieb. Analog zum Einsetzen der Plattform im Uferbereich kann es auch bei der Bewegung im Wasser zu Kollisionen mit Hindernissen kommen, die zu schweren Unfällen führen. Im Gegensatz zur konventionellen Schifffahrt existieren für diese Einsatzgebiete wie auch für überschwemmte Bereiche in Katastrophenszenarien jedoch keine definierten oder bereits kartierten Fahrwege.
Basierend auf der zuvor beschriebenen Ufererkundung soll das System deshalb in diesem Teil um eine genaue Kartierung des vom Benutzer festgelegten Operationsgebietes erweitert werden. Die Spur könnte hierbei beispielsweise durch einen assistierten Drohnenflug vorgegeben werden. Während dieses teleoperierten Erkundungsfluges werden Informationen zur Lokalisierung (z.B. GPS-Wegpunkte) gesammelt, die für eine spätere, automatische Erkundung und Ermittlung der Fahrspur für die Geräte genutzt werden. Um die erforderliche Breite der Fahrspur inklusive Sicherheitstoleranz abzudecken, kann es bei der Erkundung der Fahrspur erforderlich sein, dass Detektionssystem in einem vordefinierten Muster (z.B. mäandrierend) über das Gewässer zu bewegen.
Nach Abschluss der Sensoraufzeichnung müssen die gewonnenen Abstandsdaten mit den Lokalisationsinformationen kombiniert und eine Karte generiert werden. Auf

Basis der Karte werden wiederum Gefahrenstellen infiziert und für den Benutzer visualisiert. Weiterhin wird, sofern möglich, eine hindernisfreie und möglichst sichere Fahrspur errechnet, die dann auf einer speziellen Benutzerschnittstelle abgebildet wird. Für das nachfolgende Bewegen der Plattform durch den Operator kann das Lokalisierungssystem der Drohne wiederverwendet werden, um die Position der Geräte mit der Karte und der Spurempfehlung abzugleichen.
In einem weiteren Ausbaustadium könnten die Sensoraufzeichnungen genutzt werden um das Gerät durch eine „Nachfahrsteuerung", auch im unbemannten Zustand, der Spurempfehlung zu folgen.

Referenzen

1. Kuhnert, J.: Meshfree numerical scheme for time dependent problems in fluid and continuum mechanics. In: Sundar, S., Advances in PDE Modeling and Computation: 119-136, Ane Books, Pvt. Ltd. 2014
2. Jefferies, A.; Kuhnert, J.; Aschenbrenner, L.; Giffhorn, U.: Finite pointset method for the simulation of a vehicle travelling through a body of water, In: Lecture notes in comp. science and eng. (Griebel,Schweitzer), Springer, 2015, DOI: 10.1007/978-3-319-06898-5_11
3. STANAG 2021, Military Load Classification of Bridges, Ferries, Rafts and Vehicles
4. Hornbeck, B., Kluck, J., Connor, R., TRILATERAL DESIGN AND TEST CODE FOR MILITARY BRIDGING AND GAP-CROSSING EQUIPMENT, 2005
5. REDAR – Road & Environmental Data Acquisition Rover homepage, https://www.itwm.fraunhofer.de/de/abteilungen/mdf/nutzungsvariabilitaet-und-lastannahmen/redar.html, last accessed 2018/01/08
6. Kleer, M., Bitsch, G., Pena Vina, E., Rothmann, T., Dreßler, K., Ein neues Konzept zur Erprobung und Absicherung von Gesamtfahrzeugfunktionen, In: 18. Kongress SIMVEC, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2016 (VDI-Berichte 2279), ISBN: 978-3-18-092279-9, S.703-711
7. Schölkopf, B., Learning with Kernels: Support Vector Machines, Regularization, Optimization, and Beyond (Adaptive Computation and Machine Learning), In: the MIT Press; 1st edition (December 15, 2001)
8. Hagan, M., Demuth, H., Beale, M., De Jesús, O.: Neural Network Design, 2nd Edition, Martin Hagan, Oklahoma (2014)

Definition of a Loading Scenario and experimental Verification on a Material Handlers Load Arm

Andreas Herbert[1], Johannes Käsgen[1]

[1] Fraunhofer LBF, Bartningstraße 47, 64287 Darmstadt

Abstract: Components of working and construction machines had been sufficiently dimensioned in earlier times often by empirical methods based on experience. Detailed load assumptions and spectra have been added more and more for optimum component design. Such information is essential not only for new design but also to change established design or material or to reassess the endurance under higher load requirements. The steadily increasing machine power will lead to a more dynamic use and so far also to new load scenarios.

This paper shows an approach how actual design criteria of machines can be derived from analysis of customer usage in combination with state of the art load measurement technology. In this case the design criteria were defined from scratch. A structural endurance test of a material handlers load arm in the laboratory completes the approach.

The applied methodology can be transferred to other applications not only in the construction machine sector but also to many other machine applications which suffers from a lack of design specifications.

Keywords: analysis, operation data, design spectrum, fatigue test

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_30

Definition eines Belastungsszenarios und experimentelle Umsetzung am Ausleger einer Materialumschlagmaschine

Andreas Herbert[1], Johannes Käsgen[1]

[1] Fraunhofer LBF, Bartningstraße 47, 64287 Darmstadt

Zusammenfassung: Die Dimensionierung der Komponenten von Arbeitsmaschinen aus dem Bau- und Umschlagbereich erfolgte für frühere Maschinengenerationen meist weitgehend erfahrungsbasiert. Erst in letzter Zeit werden zunehmend detaillierte Lastannahmen und Belastungskollektive definiert, um die Konstruktionen optimal auslegen zu können. Diese Informationen sind nicht nur bei Neukonstruktionen notwendig, sondern auch um bei jahrelang bewährten Konstruktionen Auflastungen oder Materialänderungen verifiziert umsetzen zu können. Im vorliegenden Fallbeispiel sollten zunächst diese Belastungsdaten unter Berücksichtigung von Massenkrafteffekten für den Ladearm eines Materialhandlers bestimmt werden, welcher vorrangig im Umschlagbetrieb eingesetzt ist. Auf dieser Basis konnten die Bemessungskriterien definiert und anschließend Festigkeitsversuche am gesamten Ladearm zur Verifizierung durchgeführt werden. Die angewandte Vorgehensweise kann branchenübergreifend auf viele Fälle übertragen werden, wo bisher keine konkreten Auslegungsdaten für Komponenten und Maschinen existieren.

Keywords: Bemessung, Betriebsdatenanalyse, Auslegung, Betriebsfestigkeitsversuch

1 Problemstellung und Stand der Technik

Moderne Arbeitsmaschinen aus dem Bau- und Umschlagbereich unterliegen stetig gestiegenen Anforderungen. Wirtschaftliche Forderungen bedingen eine bessere Ausnutzung und damit schnellere Alterung resp. Schädigung z.B. durch Schichtbetrieb. Die stetig gesteigerte Leistungsfähigkeit der Maschinen durch ein mehr an Motor- und Hydraulikleistung führt zu einer agileren Benutzung und damit verbunden höheren dynamischen Lasten. Auch die Bewertung von Materialänderungen ist eine häufige Anforderung. Dabei sollte vor Erhöhung der Leistungsfähigkeit die Auswirkung auf bestehende Strukturbauteile abgeschätzt werden, um gegebenenfalls Verstärkungen zu ergänzen. Bewährte -bisher „gute“- Konstruktionen kommen dabei oft an Ihre Grenzen.

Fig. 1. Materialumschlagmaschine im Betrieb

Die Beurteilung von Änderungen ist aber nur möglich, wenn die bisherigen Auslegungskriterien noch verfügbar und auch nachvollziehbar sind. Oft waren solche aber gar nicht systematisch vorhanden, sondern die Auslegung erfolgte für frühere Generationen oft weitgehend erfahrungsbasiert. Dies führte zwar zu soliden Konstruktionen, aber mit vielen empirischen Entwicklungsschleifen. Eine Bewertung von Reserven ist auf dieser Basis kaum möglich. Für solche Änderungen ist eine Verifizierung unter zeitgemäßen belastbaren Kriterien und Methoden notwendig, s. z.B. [1]. Aus den genannten Gründen muss also oft ein kompletter Neuansatz beschritten werden, um eine gesicherte Grundlage zu schaffen.

Eine moderne systematische Vorgehensweise speziell für die Bemessung von Baumaschinen ist von der TU Dresden [2] beschrieben. Hier werden für häufige Maschinentypen Belastungsdaten sehr detailliert und umfassend erfasst. Dies ist für allgemeine Anwendungen aber aus wirtschaftlichen Gründen meist nicht umsetzbar, daher ist der hier beschriebene Ansatz allgemeiner gefasst und auch nicht auf Baumaschinen beschränkt. Dies geht weniger ins Detail, schafft jedoch mit überschaubarem Aufwand Grundlagen in brauchbarer Größenordnung deutlich über dem meist in der Praxis verfügbaren Standard. Der Ansatz ist für Kurzzeit-Betriebsmessungen (meist innerhalb eines Tages) konzipiert, die von Messaufwand und Datenauswertung für Einzelanwendungen noch wirtschaftlich tragbar sind.

Im vorliegenden Fall sollte ein Ausleger (s. Fig. 3) für eine Materialumschlagmaschine neu entwickelt werden, die z.B. im Schrottumschlag eingesetzt wird. Für die Auslegung und Verifikation der Lebensdauer sollten alle Grundlagen anwendungsorientiert neu erstellt werden. Hierzu zählen die Definition der Bemessungslastfälle, eine Betriebsmessung zur Ermittlung der realen Beanspruchungen und eine zeitgeraffte Prüfstandserprobung zur Absicherung der umgesetzten Beanspruchbarkeit.

Auf die Durchführung von dynamischen Prüfstandversuchen an großen Komponenten wie dem Ausleger wird in der Praxis meist verzichtet. Sofern eine Maschine komplett neu entwickelt wird, wird diese eher im Versuchseinsatz unter harten Bedingungen komplett erprobt. Allerdings ist hierbei die Möglichkeit der Raffung stark eingeschränkt. Der Prüfstandversuch an Komponenten ermöglicht jedoch eine schnelle und reproduzierbare Verifikation und wurde für dieses Projekt durchgeführt, auch da für die Erprobung nur ein beschränkter Zeitraum zur Verfügung stand.

2 Bemessung

Vor der endgültigen Auslegung und einem Festigkeitsnachweis ist zunächst zu definieren, für welche Einsatzbedingungen die Konstruktion geplant ist. Diese Bemessung beinhaltet nicht nur die Extremlasten, wie es oft sehr vereinfacht ausgeführt wird, sondern auch eine systematische Untergliederung in typische Lastfälle mit den darin enthaltenen Lastkombinationen und bei betriebsfester Auslegung deren Anteil an der ebenfalls zu definierenden nominalen Lebensdauer.

Für eine sinnvolle Festlegung müssen hierzu auch Informationen aus der Praxis einfließen, die vom Hersteller durch Befragung von Anwendern gewonnen wurden. In diesem Fall war aus der Praxis schon bekannt, daß der Schrottumschlag neben anderen möglichen Anwendungen die am meisten kritische für diese Maschinen ist. Eine systematische Strukturierung des Betriebseinsatzes ergab 4 typische Lastfälle (in Bezug auf den Ladestiel und Ausleger):

- Umschlag
- Stampfen
- Fegen
- Fahren

Für diese wurden -ebenfalls mit Hilfe von Anwenderinformationen und aus früheren Betriebsmessungen- prozentuale Anteile an der Gesamtlebensdauer definiert, die mit mehreren tausend Betriebsstunden (unter harten Bedingungen) festgelegt wurde.

Eine solche zunächst vorläufige Festlegung der Lastfälle empfiehlt sich nach Möglichkeit schon vor der Betriebsmessung, um diese gezielter durchführen zu können. Zusätzlich sollten die Messungen aber auch kritisch auf eventuelle weitere mögliche relevante Lastfälle gesichtet werden, die vorher nicht bekannt waren. Das können z.B. Manöver sein, die zwar nicht als bestimmungsgemäß vorgesehen waren, aber immer wieder vorkommen können und somit auch berücksichtigt werden müssen.

3 Konzept der Messungen und Ausrüstung

Ziel der Messung war es, die am Greifer wirkenden äußeren Lasten, die kinematischen Größen des Ladearms wie z.B. die Winkelstellungen, die Beschleunigungen der Struktur und lokale Materialbeanspruchungen an verschiedenen Positionen des Auslegers zu erfassen.

Zur Messung der angreifenden Kräfte und Momente wurde eine Greiferaufhängung modifiziert und mit Kraftmesselementen bestückt. **Fig. 2** zeigt die zur Messung verwendete Aufhängung.

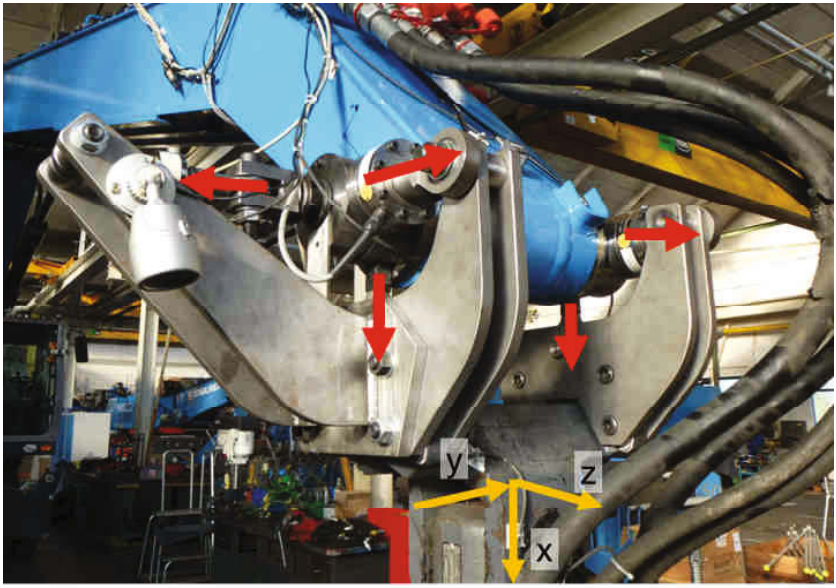


Fig. 2. Greiferaufhängung zur Messung der angreifenden Kräfte am Ladestiel

Durch die Anordnung der Messelemente können sämtliche durch den Greifer auf den Ladestiel wirkenden Kräfte nach Lastrichtung getrennt gemessen werden. Zusätzlich werden zwei Momente erfasst. Das dritte Moment ist durch den Drehfreiheitsgrad der Aufhängung irrelevant für die Messung. Die auf diese Weise gemessenen Kräfte sind kompatibel zu den bestehenden Lastannahmen und dienen ohne Verrechnung deren direkter Verifikation. Zudem dienen diese Lasten nach Verrechnung als Grundlage für die Lebensdauerprüfung der Konstruktion im Labor.

Neben Aufnehmern zur Erfassung der Winkelstellung der Komponenten zueinander wurden auch Beschleunigungsaufnehmer an den Enden von Ausleger und Ladestiel angebracht, um die dynamischen Kräfte resultierend aus den Massenträgheiten berücksichtigen zu können. **Fig. 3** zeigt eine Übersicht über die Maschine mit den erfassten Kinematikgrößen und Beschleunigungsaufnehmern.

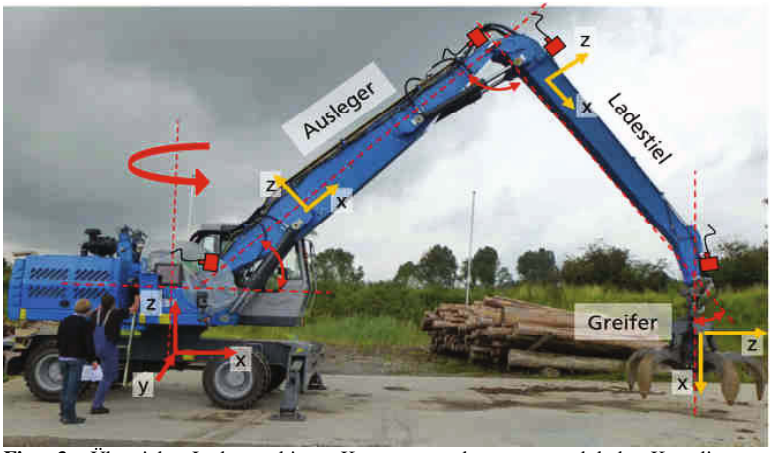


Fig. 3. Übersicht Lademaschine: Komponentenbenennung, lokale Koordinatensysteme, Winkel, Beschleunigungssensoren

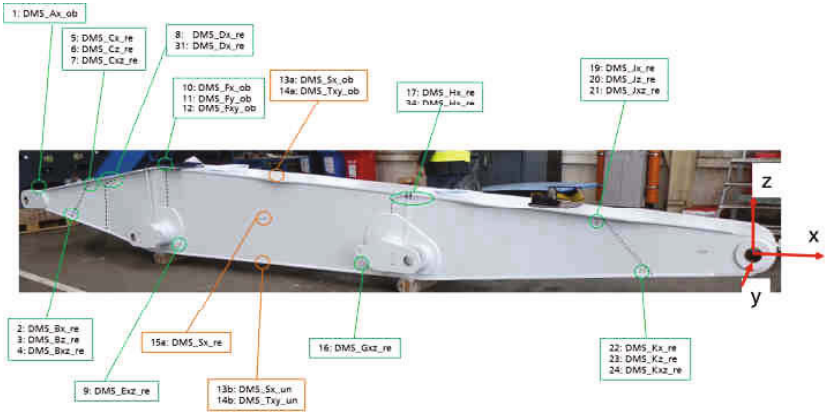


Fig. 4. Positionen der Dehnungsmessstreifen am Ausleger

Am Ausleger selbst wurden an hochbeanspruchten und weiteren repräsentativen Positionen Dehnungsmessstreifen (DMS) appliziert (**Fig. 4**). Dies waren die Lasteinleitungspunkte oder Querschnittsänderungen am Ausleger. Die Messpositionen wurden basierend auf Erfahrung und FE-Simulationsergebnissen ausgewählt. Die erfassten Dehnungsgrößen dienen im Wesentlichen dazu, einen Schädigungsabgleich zwischen realer Messung und Laborerprobung anstellen zu können (s.u.). Weiterhin werden sie zur Verifikation der FE-Modelle herangezogen.

Zusätzlich zu den lokalen Beanspruchungen wurden in der Mitte des Auslegers in einem ungestörten Querschnitt die Schnittlasten des Kastenträgers in einer Ebene erfasst. Hierdurch lassen sich die berechneten Lasten aus der Dynamikberechnung verifizieren.

4 Betriebsmessungen

Die Betriebsmessung erfolgte auf einem Testschrottplatz des Maschinenherstellers. Während der Messung wurden die zuvor definierten Arbeitslastfälle Umschlag, Stampfen, Fegen und Fahren gemessen. Die Messdauer je Lastfall betrug ca. 1-2 Stunden. Es ist zu empfehlen eine solche Messung mit verschiedenen Fahrern und Umschlaggut durchzuführen, um eventuelle Einflussfaktoren abschätzen und berücksichtigen zu können. Die Messungen wurden durch eine zu den Messdaten synchrone Videoaufzeichnung dokumentiert, um daraus die besonders schädigungsrelevanten Manöver rekonstruieren und beschreiben zu können.

Zusätzlich zu den Arbeitslastfällen, wurden auch einfache statische Lastfälle und Basismanöver gefahren. Deren Daten dienen in erster Linie dazu, die aufgezeichneten Daten zu plausibilisieren und einfache Testdatensätze für die Entwicklung der Auswerteroutinen zur Verfügung zu haben. Zu diesen Basismanövern zählen z.B. Seitwärtszug bei verschiedenen Stellungen des Ladearms, Ein- und Ausfahren des Auslegers mit verschiedenen Gewichten im Greifer, Gewichte anheben bei verschiedenen Ausladungen oder der Lastabwurf aus dem Greifer.

5 Ergebnisse und Erkenntnisse

Nach Plausibilisierung und Aufbereitung der aufgezeichneten Messdaten wurden für jede Messstelle die Kollektive und Schädigungswerte berechnet. Die Schädigungsberechnung erfolgte nach der Methode der linearen Schadensakkumulation modifiziert nach Palmgren-Miner. Für die Schädigungsrechnung wurden die Parameter in Anlehnung an die IIW Empfehlungen [3] nach dem Hot-Spot Konzept verwendet. Die Kollektive und Schädigungswerte wurden entsprechend der angesetzten Wiederholhäufigkeiten extrapoliert und zu dem Bemessungskollektiv zusammengesetzt.

Vergleicht man die angesetzten Lastannahmen der Lastfälle mit den gemessenen Kollektiven, so liegen die Amplituden der Messung teilweise deutlich über den angesetzten Werten. **Fig. 5** zeigt diesen Vergleich für den Lastfall Umschlag (oben Klassengrenzenüberschreitungszählung; unten Spannenpaarzählung; die roten Linien zeigen die früheren Abschätzungen). Entsprechend dem Koordinatensystem des Greifers in **Fig. 3** entspricht die Fx-Lastrichtung der Vertikalkraft. Entsprechend einer älteren Auslegung war zunächst angesetzt worden, dass der Greifer am Ladearm hängend bei jeder Lastaufnahme 2 Tonnen Material aufnimmt, eine seitliche Schwenkbewegung vollzieht, und das Material durch Öffnen des Greifers wieder ablädt. Die Messdaten eines Ladezyklus zeigen jedoch, dass sich bei jeder Lastaufnahme der Greifer inklusive des Gewichts des Ladearms auf dem Schrotthaufen abstützt. Hierdurch wird der Ladearm komplett entlastet und es entsteht eine entsprechend große Schwingamplitude, die sich in den Kollektiven abzeichnet. Weiterhin ist aus den Kollektiven eine deutlich höhere Schwingspielzahl zu erkennen als früher angenommen, die aus den Schwingungen des Ladearms resultiert.

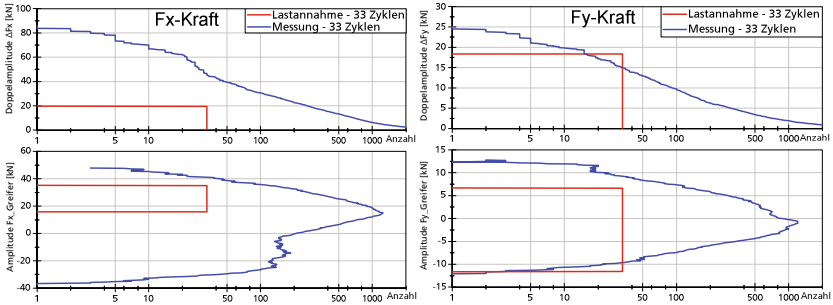


Fig. 5. Greiferkraftkollektive für den Lastfall Umschlag: Lastannahme (rot) vs. Messung (blau)

Insgesamt zeigt die Maschine im Betrieb eine hohe Agilität trotz der großen bewegten Massen. Für eine realistische Prüfung sind die entstehenden Massenträgheitskräfte daher mit zu berücksichtigen. Ein Verfahren hierzu wurde in dem Forschungsvorhaben FVA „495 III“ hergeleitet [4]. Hierzu wird der Ladearm in diskrete Massenpunkte aufgeteilt (**Fig. 6**).

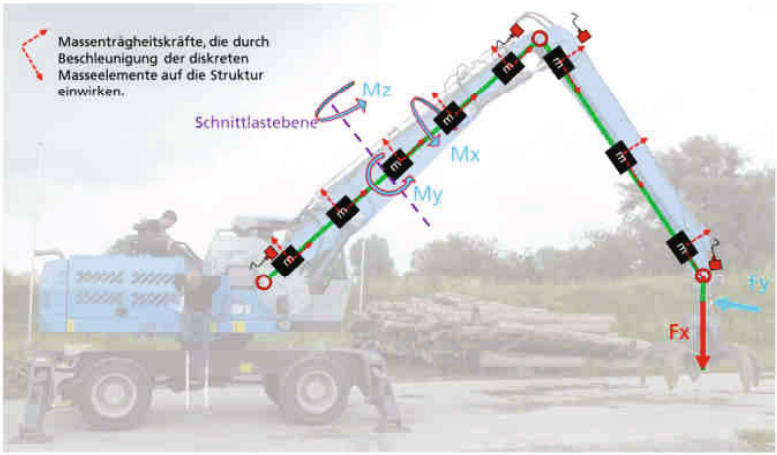


Fig. 6. Diskretisierung der Massen am Ladearm zur Berechnung der dynamischen Kräfte

Zu jedem Massepunkt wird in den drei Raumrichtungen eine Beschleunigung zugeordnet, die entweder direkt mit einem Sensor gemessen oder per linearer Interpolation zwischen zwei Sensoren berechnet wurde. Über den Zusammenhang „Kraft = Masse * Beschleunigung“ werden nun für jeden Massepunkt die drei Kraftkomponenten berechnet: Fx, Fy, Fz. Über ein Kräfte- und Momentengleichgewicht lassen sich unter Berücksichtigung der Winkelstellung zwischen den Ladearmelementen nun die Lasten an jedem Element und an der Schnittlastebene des Auslegers berechnen. Diese Auswertungen lieferten aktuelle Auslegungsdaten zur Bemessung, auf denen auch der folgende Versuch basiert.

6 Ableitung eines Betriebslastenversuches

Für die Ableitung der Versuchslasten wurde zunächst die Annahme getroffen, dass die Beanspruchungen des Auslegers im Wesentlichen auf die Momentenbeanspruchungen zurückzuführen sind. Eine Korrelationsanalyse zwischen Momentenverlauf und den lokalen Dehnungen bestätigt diese Annahme. Zur realitätsnahen Prüfung unter Laborbedingungen wird nun angestrebt, durch die Prüflasten eine möglichst identische Momentenbelastung einzustellen. Die Herausforderung ist dabei, daß der Ladearm auf dem Prüffeld in einer typischen, aber festen Winkelstellung montiert werden muss, damit der Versuch wirtschaftlich umsetzbar bleibt. Daher ist auch die Prüfung nur in zwei Lastrichtungen vorgesehen. Über die fixen geometrischen Beziehungen zwischen Schnittlastebene und dem Krafteinleitungspunkt auf dem Prüffeld werden die Prüfkräfte in den zwei Richtungen berechnet. Das Moment My ist nur von der Kraft Fx abhängig, da prüfstandseitig die Fz-Lastkomponente nicht vorgesehen ist. Dieser Ansatz ist legitim, da für die My-Beanspruchung des Auslegers die Fx-Kraft den überwiegenden Beitrag leistet. Die Momente Mx und My werden beide durch die Fy-Last hervorgerufen. Hier wurde der Ansatz gewählt, die Prüflast für das Moment zu verwenden, das in Fy-Lastrichtung einen größeren Schädigungseintrag generiert. Diese Vereinfachungen werden später durch den Schädigungsabgleich verifiziert bzw. in Folge kompensiert.

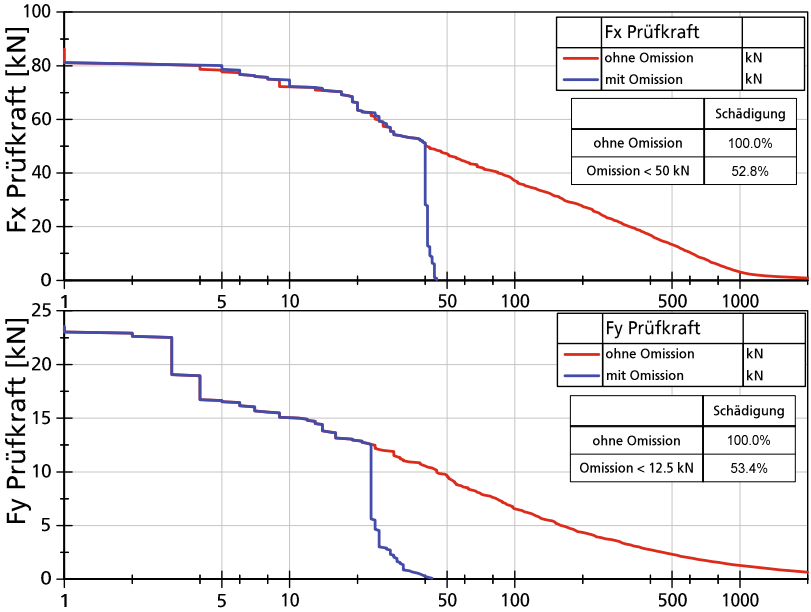


Fig. 7. Range Pair Kollektive der Prüfkräfte vor und nach Omission

Aus den Messdaten wurde ein repräsentativer Zeitbereich zusammengestellt, der für die Prüfung aufbereitet wurde. Wie den Prüfkollektiven in **Fig. 7** zu entnehmen ist, liegen die Zyklenzahlen jedoch zunächst auf einem im Versuch unerreichbaren Horizont, da die Zeitfolgen der dargestellten Kollektive auf dem Prüfstand mehrere zehntausend Mal zu wiederholen sind. Die notwendige Verkürzung der Versuchszeit wurde durch einen Omission-Ansatz umgesetzt. Gleichzeitig bestand jedoch auch die Forderung, die beiden Lastrichtungen in realistischen Lastkombinationen aufzubringen. Dies wurde umgesetzt, indem zunächst die Umkehrpunkte der Prüflastverläufe ermittelt wurden. Nachfolgend wurden nur solche Umkehrpunkte beibehalten, deren Amplitudenfolge oberhalb eines definierten Omission-Levels liegen. Wurde ein Umkehrpunkt als relevant erkannt, so wurde im Prüflastsignal die zeitgleich auftretende Amplitude der zweiten Lastrichtung ermittelt und als Lastkombination gespeichert (Simultanverfahren nach Klätschke; [5]. Die beiden Omission-Levels für die zwei Lastrichtungen wurden so optimiert, dass in beiden Lastrichtungen die gleiche prozentuale Reduktion des Schädigungseintrages erfolgt und die Prüfdauer in dem vorgesehenen Zeitrahmen durchgeführt werden kann.

Fig. 7 zeigt die Kollektive der Prüfkräfte vor und nach der Omission. Die Schädigungsreduktion liegt hier für jeden Kanal bei ca. 50% und die Zyklenzahl wurde um etwa Faktor 20 reduziert. Eine Kompensation der nun reduzierten Schädigung pro Durchlauf erfolgte durch eine entsprechend höhere Wiederholhäufigkeit der Versuchszeitfolge. **Fig. 8** zeigt das Verweildauerdiagramm der beiden Prüfkräfte. Die roten Punkte mit den grauen Verbindungslinien sind die verwendeten Umkehrpunkte des Prüfstandsignals. Die darunter liegende Farbmatrix stellt die Verweildauern der Prüfkräfte vor der Omission dar.

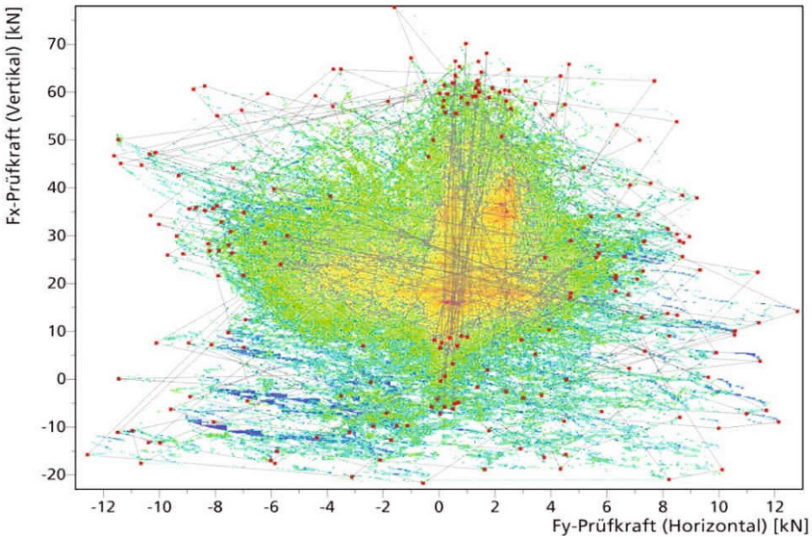


Fig. 8. Verweildauerdiagramm der Fx- und Fy- Prüfkräfte mit ausgewählten Umkehrpunkten für den Versuch

7 Betriebsfestigkeitsversuche

Zur Bewertung der neuen Konstruktion unter dem aktualisierten Anforderungsprofil wurden Versuche am gesamten Ladearm durchgeführt, der hierzu auf einem großen Versuchsspannfeld im Fraunhofer LBF aufgebaut wurde (**Fig. 9**). Die Anbindung zum Oberwagen wurde starr verankert, statt des Greifers wurden zwei servohydraulische Belastungszylinder angebaut, über welche die oben abgeleiteten Betriebslasten realitätsähnlich, aber in stark geraffter Abfolge, auf die Konstruktion aufgebracht wurden. Statt der Hydraulikzylinder wurden starre Streben eingebaut.

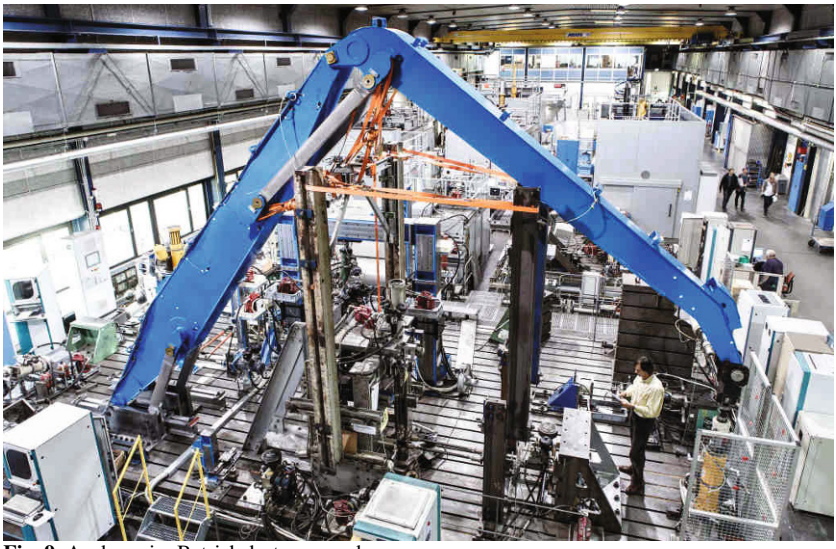


Fig. 9. Ausleger im Betriebslastenversuch

Zur Verifikation der Beanspruchungen wurde der originale Ausleger der Betriebsmessung mit allen Meßstellen übernommen. Das abgeleitete Lastprogramm wurde mit Hilfe ausgewählter Meßpunkte iterativ optimiert (i.W. Anpassung der Gewichtung von Lastrichtungen und Lastfällen), um die relevant beanspruchten Bereiche trotz der vereinfachten Versuchsbedingungen mit den Verhältnissen des Betriebs abzugleichen. **Fig. 11** zeigt beispielhaft für eine DMS-Meßstelle den Kollektivvergleich zwischen Prüfung und Bemessung. **Fig. 11** zeigt den Schädigungsabgleich zwischen Prüfung und Bemessung für alle Meßstellen. Die Schädigungswerte der Prüfung liegen weitgehend in einem engen Toleranzbereich um die Bemessungsschädigungen. Lediglich bei zwei niedrig beanspruchten Meßstellen wird die Schädigung nicht erreicht.
Zusätzlich erfolgten Frequenzanpassungen und die üblichen Soll-/Istwert-Optimierungen, um die Nachfahrgenauigkeit des Prüfstandes für den sehr weichen Prüfling bestmöglich anzupassen.

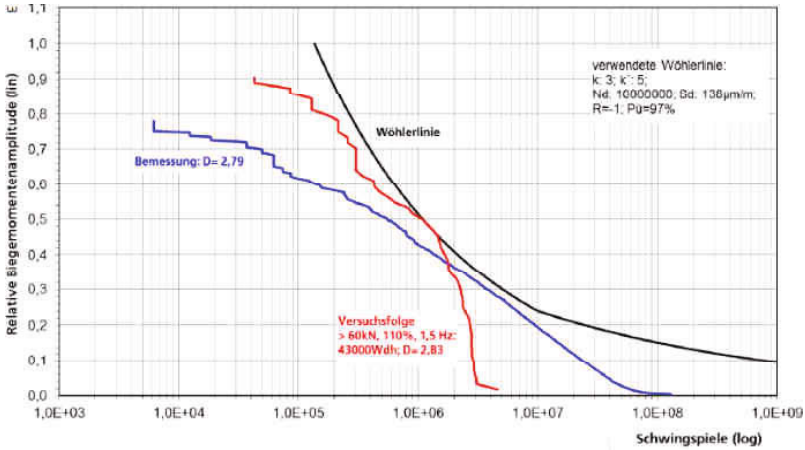


Fig. 10. Abgleich zwischen Bemessungsanforderung und gerafftem Betriebslastenversuch am Beispiel einer DMS-Messstelle

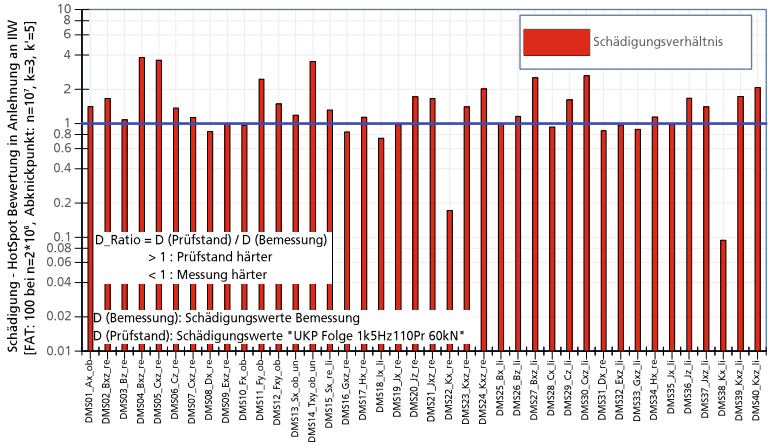


Fig. 11. Schädigungsvergleich Prüfstanderprobung zu Bemessung

Die gesamte Maschinenlebensdauer konnte im Laborversuch innerhalb von wenigen Wochen durchlaufen werden. Dabei wurden alle typischen und extremen Lastkombinationen gemäß der zuvor aufgestellten Bemessungskriterien berücksichtigt. Die Zuverlässigkeit der Neukonstruktion konnte mit dieser Methode nachgewiesen werden.

8 Kundennutzen

Dem Maschinenhersteller steht durch die konsequente Anwendung dieser Methodik nun erstmals ein klar definiertes und auf Messungen des realen Betriebseinsatzes beruhendes Anforderungsprofil für die zu erwartenden Belastungen zur Verfügung. Auf dessen Basis sind eine zeitgemäße und gezielte Auslegung, FE-Rechnung und Optimierung von Komponenten möglich ist. Sofern später ein weiterer harter Kundeneinsatz hinzukommen sollte, für den die Maschine heute nicht vorgesehen ist, lassen sich mit überschaubarem Aufwand ergänzende Abschätzungen hierzu durchführen.

Die Entwicklung sicherer Maschinen und deren Bauteile kann damit auf einem erheblich höheren Zuverlässigkeitsniveau erfolgen als mit den konventionellen, teils noch empirischen, Methoden. Obwohl die Vorgehensweise in den Grundzügen nicht neu ist, wird sie doch gerade von mittelständischen Unternehmen nicht konsequent oder oft nur in Teilen bei der Entwicklung eingesetzt. Dieser Beitrag möchte daher dazu aufrufen und exemplarisch aufzeigen, was machbar ist und welche Vorteile (zielgerichtete anwendungsorientierte Auslegung etc.) sich für den Hersteller daraus ergeben.

9 Literaturangaben

[1] Späth, R., Prof-Dr.-Ing.; Konstruktiver Leichtbau und Bemessungskonzepte bei Erdbaumaschinen, Seminar 2015

[2] Kunze, G., e.a.; Methode zur Bestimmung von Lastkollektiven für die durchgängige Bauteilbemessung und Antriebsauslegung mobiler Baumaschinen; Schlussbericht AIF/FKM Proj. , TU Dresden, IfF, 2012

[3] IIW Commissions XII and XV, IIW-1832-07, RECOMMENDATIONS FOR FATIGUE DESIGN OF WELDED JOINTS ANS COMPONENTS, Paris, France: International Institute of Welding, December 2008

[4] Käsgen, J., Ermittlung schädigungsrelevanter Schwingungsbelastungen aus Beschleunigungsmessdaten, FVA Forschungsvorhaben 495 III, Heft 977, 2011

[5] Klätschke, H.; Schütz, D.; LBF Darmstadt; Das Simultanverfahren zur Extrapolation und Raffung von mehraxialen Belastungs-Zeitfunktionen für Schwingfestigkeitsversuche; Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 26 (1995) Nr. 8

A Tool for the Development and Comparison of Approaches for the Dynamic Risk Assessment of Active Safety Systems

Patrik Feth[1]

[1] Fraunhofer-Institut für Experimentelles Software Engineering, Fraunhofer-Platz, 67663 Kaiserslautern
patrik.feth@iese.fraunhofer.de

Abstract. With rising automation level, the responsibility for a safe behavior is increasingly assigned to the automatic control system. To live up to this responsibility, it is a promising approach to enable systems to judge on their own on the inherent risk of a behavior in the context of a situation. Based on this, a dynamic risk management can maintain an acceptable risk at all times. To achieve this dynamic risk assessment, it is state of the practice to use risk metrics as e.g. time-to-collision. The calculation of such metrics is based on a set of limitations and assumptions, mostly taken implicitly. In this work, we analyze the consequences of those limitations and assumptions on the risk assessment explicitly. To this end, we present the results of a developed tool for the calculation of risk metrics under varying assumptions.

Keywords: Active Safety Systems, Dynamic Risk Assessment, Dynamic Risk Management, Risk Metrics

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_31

Ein Werkzeug zur Entwicklung und zum Vergleich von Verfahren zur dynamischen Risikobewertung für Aktive Sicherheitssysteme

Patrik Feth[1]

[1] Fraunhofer-Institut für Experimentelles Software Engineering, Fraunhofer-Platz, 67663 Kaiserslautern
patrik.feth@iese.fraunhofer.de

Abstract. Mit steigendem Automatisierungsgrad fällt die Verantwortlichkeit für eine sicheres Verhalten immer stärker dem automatisch steuernden System zu. Um dieser Verantwortung gerecht zu werden ist es ein vielversprechender Ansatz, die Systeme selbst in die Lage zu versetzen das mit dem Verhalten verbundene inhärente Risiko im Kontext einer Situation zu bewerten. Auf dieser Basis kann ein dynamisches Risikomanagement aufsetzen, welches ein allzeit akzeptables inhärentes Risiko gewährleistet. Zum Erreichen einer dynamischen Risikobewertung werden nach dem Stand der Technik Risikometriken wie Time-To-Collision ausgewertet. Die Berechnung dieser Metriken erfolgt auf einer Reihe von Beschränkungen und Annahmen, die meist implizit getroffen werden. Wir untersuchen in dieser Arbeit explizit die Auswirkungen dieser Annahmen auf die Risikoeinschätzung in unterschiedlichen Szenarien. Hierzu präsentieren wir Ergebnisse eines eigens entwickelten Tools zur Berechnung von Risikometriken unter unterschiedlichen Annahmen.

Keywords: Aktive Sicherheitssysteme, Dynamische Risikobewertung, Dynamisches Risikomanagement, Risikometriken.

1 Motivation

Aktive Sicherheitssysteme spielen heute eine große Rolle im Überwachen menschlicher Fahrer. Im Nutzfahrzeugbereich werden gerade die Gesetze verschärft, um eine höhere Durchdringung mit solchen Systemen zu erreichen und die Anforderungen an diese Systeme zu erhöhen [1]. Mit der Zeit werden diese Systeme somit zum Stand der Technik und eine reine Auslegung dieser Systeme auf die Vermeidung von false positives wird nicht mehr ausreichend sein. Ein Beispiel hierfür ist der Airbag: Bei seiner Markteinführung galt es lediglich ein unbeabsichtigtes Auslösen (false positive) des Airbags zu verhindern. Es war Stand der Technik, dass ein solches System nicht existiert, demnach kann nur durch ein unbeabsichtigtes Auslösen die Sicherheit der Insassen verringert werden. Mit der Zeit wurde der Airbag ein Bestandteil des Stands der Technik und somit wird die Sicherheit der Insassen auch dann verringert, wenn der Airbag im Falle eines Unfalls nicht auslöst (false negative). Somit kann dieses System

nicht mehr rein zur Vermeidung von false positives ausgelegt werden, sondern muss auch false negatives vermeiden.

Um die Systeme in beide Richtungen ausreichend gut auszulegen, ist es notwendig, die Funktionsweise umfassend zu verstehen. Heute existierende Systeme zur Kollisionsvermeidung basieren auf dem Konzept, dass zur Laufzeit Risikometriken wie Time-To-Collision (TTC) oder Time Headway (TH) ausgewertet werden und auf das Überschreiten von Schwellwerten für diese Metriken hin werden Aktionen eingeleitet. Die Berechnung der Metriken erfolgt immer basierend auf Einschränkungen und Annahmen. Eine Einschränkung kann eine Auswahl von Fahrzeugen sein, die zur Berechnung einbezogen wird. Eine Annahme kann ein bestimmtes prädiziertes Verhalten dieser Fahrzeuge sein. Wir müssen diese Einschränkungen und Annahmen und ihre Auswirkungen auf die Risikoeinschätzung in verschiedenen Situationen verstehen, um Aktive Sicherheitssysteme zu entwickeln, die sowohl false positives als auch false negatives vermeiden.

Zu diesem Zweck ist eine Werkzeugkette notwendig, die eine Analyse der Metriken in verschiedenen Situationen ermöglicht. Hierbei geht es zunächst um eine Analyse auf hoher Abstraktionsebene und noch nicht darum, wie diese Metriken real, sprich aus konkreten Sensorwerten, berechnet werden können. Simulatoren wie Virtual Test Drive [2] oder CarMaker [3] haben sich gerade diesen letzteren Aspekt zum Schwerpunkt gewählt und überzeugen entsprechend durch sehr realistische Physik- und Sensormodelle. Auf dem höheren Abstraktionsniveau sind Simulatoren wie VISSIM [4] und SUMO [5] zu finden. Diese Simulatoren wurden entwickelt zur Analyse von Verkehrsflüssen und bieten nativ nur sehr beschränkte Möglichkeiten zur Definition und Auswertung von Szenarien. Aus diesem Grund haben wir uns entschieden eine eigene Werkzeugkette zur Analyse von Risikometriken zu entwickeln. In dieser Arbeit stellen wir diese vor und zeigen den Nutzen durch die exemplarische Entwicklung einer generalisierten TTC Metrik und den Vergleich weiterer, existierender Verfahren zur dynamischen Risikobewertung basierend auf der Berechnung unterschiedlicher Metriken mit unterschiedlichen Annahmen.

Im Folgenden stellen wir in Kapitel 2 zunächst noch allgemein das Konzept der Risikometriken vor und ordnen bestehende Arbeiten anhand dieses Konzeptes ein. In Kapitel 3 gehen wir auf die Funktionsweise der Werkzeugkette ein. In Kapitel 4 veranschaulichen wir die Konzepte zur Berechnung von Risikometriken unseres Werkzeuges anhand einer generalisierten Form der Time-to-Collision Metrik. In Kapitel 5 stellen wir die Ergebnisse eines Vergleiches verschiedener Metriken mit der Werkzeugkette vor. In Kapitel 6 fassen wir die Arbeit zusammen.

2 Konzept zur Auswertung von Risikometriken

Wir bezeichnen als Risikometriken solche Metriken, die zur Laufzeit durch ein Aktives Sicherheitssystem ausgewertet werden und auf Basis derer eine Entscheidung getroffen wird, ob und welche Maßnahme zur Risikoverringerung getroffen wird. Im Folgenden

werden wir zunächst konzeptionell betrachten was es bedeutet eine Risikometrik auszurechnen und dies anhand der Metriken TTC und deren Erweiterung ETTC aus dem ISO-Standard 22839 [6] veranschaulichen.

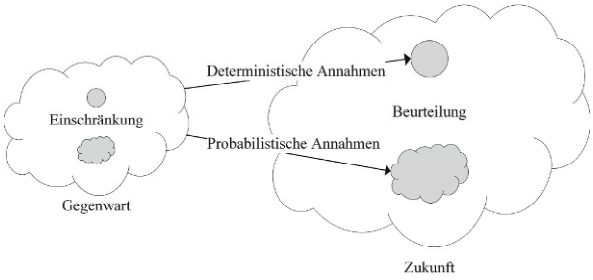


Abb. 1. Auswertung einer Risikometrik bezieht sich auf einen Zustand in der Zukunft

Die Auswertung einer Risikometrik erfolgt generell nach dem in Abbildung 1 dargestellten Konzept. Die Auswertung findet in der Gegenwart statt, bezieht sich aber auf ein Ereignis, das in der Zukunft liegt. Time-To-Collision bezieht sich auf eine Kollision, die sich bei einem TTC Wert von X, X Sekunden in der Zukunft ereignen kann. Die Zukunft ist hier als größere Wolke dargestellt, da es zu einem Zeitpunkt in der Gegenwart viele mögliche zukünftige Situationen gibt. Die Kollision in X Sekunden ist nur eine mögliche Situation. Je größer der zeitliche Abstand wird, umso größer wird der potentielle Raum in der Zukunft. Daher können Werte von Metriken wie TTC nur dann sinnvoll verwendet werden, wenn sie relativ klein sind. Wachenfeld und Winner [7] nennen einen Horizont von 1 Sekunde innerhalb dessen die TTC Metrik noch eine verlässliche Einschätzung bezüglich des Risikos geben kann. Der ISO 22839 Standard nennt 3 Sekunden als die obere Grenze für die TTC und ETTC verwendet werden sollte.

Ferner sind, um von der Gegenwart zu einer gangbaren und hilfreichen Einschätzung bezüglich der Zukunft zu gelangen, Einschränkungen und Annahmen notwendig. Einschränkungen limitieren unseren Blick auf die Gegenwart und machen sie beherrschbar, Annahmen erlauben uns eine Extrapolation. Bezüglich der Einschränkungen ist darauf hinzuweisen, dass, entsprechend des Modells von Parnas [8], bei technischen Systemen *monitored variables* zunächst in *inputs* übersetzt werden müssen. Diese Übersetzung ist aufgrund mangelnder Beobachtbarkeit und der Natur von Sensoren stets mit Fehlern behaftet. Es gibt Ansätze die diese Unsicherheit bereits in die Metrik integrieren [9]. In diesem Fall ist die Einschränkung auf die Betrachtung der Gegenwart nicht klar abgegrenzt, illustriert durch den Kreis in Abbildung 1, sondern auch schon probabilistisch, illustriert durch die Wolke in Abbildung 1. Wir werden uns in dieser Arbeit nicht mit solchen Fehlern beschäftigen, sondern betrachten welche *monitored variables* bei den verschiedenen Verfahren zur Risikobewertung benötigt werden. Für eine Betrachtung der Auswirkungen von Messfehlern auf die Risikobewertung sei auf die Arbeit von Nilsson et al. verwiesen [10].

Im Beispiel der TTC und ETTC Metriken des ISO 22839 Standard wird die momentane Situation stets auf das Verhältnis des eigenen Fahrzeugs (*subject vehicle*) und des

vorherfahrenden Fahrzeugs (*target vehicle*) beschränkt. Die starke Einschränkung ist sinnvoll, da es sich bei der ISO 22839 um einen Standard zur Entwicklung von Systemen zur Vermeidung von Auffahrunfällen handelt. Bezüglich der Annahmen gibt es zwei Varianten in dem Standard: Die TTC Metrik wird unter der Annahme der konstanten Relativgeschwindigkeit berechnet, die ETTC Metrik wird unter der Annahme der konstanten Relativbeschleunigung berechnet. Die Art der Annahmen mit denen gearbeitet wird und wie die Brücke zwischen Gegenwart und Zukunft gebaut wird, beeinflusst die Art der Beurteilung des Risikos. Im Falle der TTC und ETTC Metriken wird nach der Charakterisierung in [7] eine deterministische Annahme verwendet, d.h. dass nur diese eine mögliche Zukunft als Basis zur Berechnung verwendet wird. Dies ist in der obigen Abbildung 1 durch den klar begrenzten Kreis in der Zukunft illustriert. Andere Verfahren haben die Prädiktion zur Berechnung der Time-To-Collision Metrik bereits um einen probabilistischen Anteil erweitert und betrachten mehrere mögliche Situationen in der Zukunft und geben somit nicht nur eine Zeit X bis zu einer möglichen Kollision aus, sondern auch eine Wahrscheinlichkeit Y [11]. In der obigen Abbildung 1 wird dies durch die Projektion der Gegenwart in eine Wolke in der Zukunft zur Bewertung des Risikos dargestellt.

Für die existierenden Metriken gibt es weitere Unterschiede in den Aspekten, die zur Beurteilung in der Zukunft berücksichtigt werden. Risiko kann definiert werden als das Produkt aus der Eintrittswahrscheinlichkeit eines negativen Ereignisses und dessen Konsequenzen. Die meisten existierenden Metriken, wie TTC, ETTC oder TH berücksichtigen lediglich den Aspekt der Eintrittswahrscheinlichkeit. Es gibt allerdings auch Metriken wie in [12], welche die Schwere eines möglichen Unfalls mit in die Risikobewertung einfließen lassen. In dem dort eingeführten *Criticality Index* (CI) zur Bewertung von Verkehrssituationen wird die Geschwindigkeit im Quadrat durch TTC geteilt. Über die Geschwindigkeit wird somit auch die Schwere einer potentiellen Kollision berücksichtigt.

Wie bereits in der Einführung dargelegt, werden mit der Zeit die Anforderungen an Systeme zur aktiven Sicherheit steigen. In der Sprache des ISO 26262 Standards [13] bedeutet dies, dass der Integritätslevel (ASIL) für diese Funktionen steigen wird. Ein höherer ASIL bedeutet stärkere Anforderungen an die Entwicklung einer Komponente aber auch an die Argumentation ihrer Sicherheit. Bezüglich des Aspektes der Safety Argumentation und des Aufbaues eines schlüssigen *Safety Cases*, kann unser Tool bereits frühzeitig im Entwicklungsprozess Nachweise (*Evidences*) für die Effektivität und auch der Grenzen der dynamischen Risikobewertung liefern. Die nötigen Einschränkungen und Annahmen zur Berechnung einer Risikometrik haben eine reale Auswirkung auf die Risikobewertung. Eine Analyse der Auswirkungen der Einschränkungen und Annahmen ist für eine schlüssige Safety Argumentation unerlässlich. Wir plädieren daher dafür diese Elemente explizit zu machen und die Auswirkungen zu analysieren. Im Folgenden stellen wir unsere entwickelte Werkzeugkette vor, die diesem Zweck dient und eine frühe Analyse des verwendeten Verfahrens zur dynamischen Risikobewertung ermöglicht. „Verfahren“ bedeutet hier die Berechnung einer Metrik unter gewählten Einschränkungen und Annahmen.

3 Simulation und Risikoberechnung

Zur Analyse von bestehenden Risikometriken und zur Entwicklung neuer Metriken wurde eine Werkzeugkette etabliert. Diese Kette sieht zunächst die Simulation von Verkehrsszenarien vor und erlaubt später für diese Szenarien eine Berechnung von Risikometriken durchzuführen. Für die Definition der Szenarien stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung: Definition von Wegpunkten (bestehend aus Beschleunigungswert und Gierwinkel und Zeitpunkt zu dem diese Werte aktiv sein sollen) und der Import aufgezeichneter Fahrten aus einem Computerspiel (Grand Theft Auto V). In beiden Fällen findet eine frei definierbare zeitliche Diskretisierung in Simulationsschritte statt. Auf diesen Aspekt der Werkzeugkette soll an dieser Stelle aus Platzgründen nicht genauer eingegangen werden. Es sei nur angemerkt, dass sich der Import von aufgezeichneten Fahrten aus dem Computerspiel und die anschließende Möglichkeit die später berechneten Werte der Risikometriken wieder auf die grafisch sehr ansprechenden Aufzeichnungen des Szenarios abzubilden, als sehr elegant und hilfreich herausgestellt hat.

Nach der Definition und der Ausführung des Verkehrsszenarios wird dieses in die Welt des *Risk Metric Calculators* (RMC) übersetzt. In dem RMC findet die eigentliche Berechnung der Metriken statt. Es gibt eine grafische Oberfläche über welche die gewünschte Metrik mit Einschränkungen und Annahmen (siehe Kapitel 2) eingestellt werden kann. Zur Berechnung wird eine Occupancy Grid Map erzeugt. Diese Grip Map ist eine räumliche Diskretisierung – die Welt wird in 10 x 10 cm große Zellen eingeteilt, die jeweils aktuelle Informationen für jeden Simulationsschritt beinhalten. Für jeden Schritt des simulierten Szenarios wird für jedes Fahrzeug in dem Szenario anhand der Position und der Größe des Fahrzeugs für die entsprechenden Zellen in der Grid Map ein Eintrag vorgenommen. Anhang der aktuellen Orientierung und der Geschwindigkeit des Fahrzeugs werden weitere Zellen als zukünftig belegte Zellen eingetragen. Für zukünftig belegte Zellen wird ferner gespeichert zu welchem Zeitpunkt diese Zellen belegt sein werden. Für diese Berechnung wird konstante Geschwindigkeit angenommen. Um die Anzahl der Einträge in der Grid Map zu reduzieren, kann ein Prädiktionshorizont definiert werden. Belegungen, die zu einem späteren Zeitpunkt als der gegebene Horizont, stattfinden, werden dann nicht mehr eingetragen. Solche Maßnahmen zur Verringerung der Größe der Grid Map sind notwendig, da die Ausführungsdauer der späteren Berechnungsalgorithmen sehr stark von der Anzahl der Einträge beeinflusst wird. Eine weitere Optimierung zu diesem Zweck liegt darin, dass eine Menge an Zellen, die zu einem Fahrzeug gehören nur durch ihre Ränder definiert wird. Somit werden solche Einträge, die sich im Inneren dieser Ränder befinden, gespart, zu dem Preis, dass spätere Berechnungsalgorithmen komplizierter werden. Die Einträge in der Grid Map können anschließend in der Werkzeugkette visualisiert werden.

Anhand der Informationen in der Occupancy Grid Map nimmt der RMC die Berechnung von Risikometriken vor. Im folgenden Kapitel ist die Berechnung einer generalisierten TTC Metrik dargestellt. Kapitel 5 enthält weitere Berechnungen im Sinne eines Vergleichs von Verfahren zur dynamischen Risikobewertung für Aktive Sicherheitssysteme.

4 Entwicklung einer generalisierten TTC Metrik

Wir haben unsere vorgestellte Werkzeugkette zur Entwicklung einer generalisierten TTC Metrik verwendet. Die Motivation und Definition einer solchen Metrik wird hier präsentiert.

In Kapitel 2 wurde bereits eine sehr einfache Definition einer Time-To-Collision (TTC) Metrik entsprechend des ISO Standards 22839 gegeben: Abstand geteilt durch relative Geschwindigkeit. Mit dieser Definition eignet sich die Metrik, wie in Kapitel 2 ausreichend dargelegt, nur zur Vermeidung von Auffahrunfällen. Es hat sich nun jedoch in einem Projektkontext für uns die Herausforderung gestellt, beliebige Verkehrsszenarien nach ihrer Kritikalität zu beurteilen. Also nicht nur das direkte hintereinander Fahren, sondern auch beispielsweise Kreuzungssituationen. Hierfür bedarf es einer generalisierten Form der TTC Metrik. In [16] geben Tamke et al. eine ausreichend flexible Definition der Time-To-Collision: der erste Zeitpunkt zu dem der Abstand zwischen zwei Fahrzeugen gleich 0 ist und der Abstand weiterhin geringer wird. Wir haben diese Metrik mit einigen Ergänzungen in dem Risk Metric Calculator implementiert.

Zur Bestimmung des TTC Zeitpunkts nach der Definition in [16] wird für einen gegebenen Simulationsschritt und ein definiertes *subject vehicle* die Occupancy Grip Map eines Szenarios nach dem frühesten Zeitpunkt durchsucht, zu dem dieses Fahrzeug und ein anderes Fahrzeug die gleiche Zelle belegen werden. Hierfür sind die Informationen zu zukünftig belegten Zellen in der Grid Map notwendig. Kapitel 3 enthält Informationen über die Erzeugung dieser Einträge und die enthaltenen Annahmen. Prinzipiell kann es in der Zukunft mehrere überlappende Zelleneinträge (Konflikte) geben. In diesem Fall wird immer nur der Konflikt mit dem frühesten Zeitpunkt berücksichtigt. Um auch die Schwere eines möglichen Unfalls zu berücksichtigen und um ein positives Verhältnis zwischen Höhe des berechneten Wertes und Risikos der Situation zu erhalten, teilen wir die aktuelle quadrierte Geschwindigkeit des *subject vehicles* durch den berechneten TTC Wert. Diese Ergänzung ist im Sinne des Criticality Index aus [12], der bereits in Kapitel 2 eingeführt wurde.

Abbildung 2 gibt ein Beispiel zur Berechnung dieser Metrik. Gezeigt ist eine Grid Map mit Einträgen für 3 Fahrzeuge. Für die jeweiligen Einträge ist die Fahrzeug-ID über dem Zeitpunkt der Belegung dargestellt. In dem Beispiel gibt es für das Fahrzeug 1 zu dem Zeitpunkt 40 ms und zu dem Zeitpunkt 80 ms einen Konflikt. Gemäß der Definition wird nur der Konflikt zu dem Zeitpunkt 40 ms berücksichtigt. Das Fahrzeug fährt aktuell mit 10 m/s. Daraus ergibt sich ein Wert der Risikometrik von 100/40 = 2.5. Für Fahrzeug 2 ergibt sich ein Wert von 10, für Fahrzeug 3 ein Wert von 0.3125. Die unterschiedliche Bewertung desselben Konflikts für Fahrzeug 1 und Fahrzeug 2 ist auf die Verwendung der eigenen Geschwindigkeit als Indikator für die Unfallschwere zurückzuführen. Hier würde sich die Verwendung der delta-Geschwindigkeit zum Zeitpunkt der potentiellen Kollision (impact speed) eher anbieten.

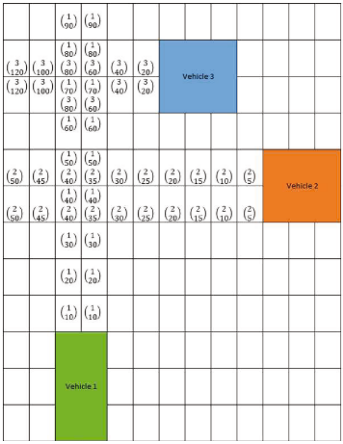


Abb. 2. Beispiel Occupancy Grip Map zur Berechnung der generalisierten TTC Metrik

Nachdem die Metrik auf diese Weise definiert wurde, kann sie in der Werkzeugkette wieder evaluiert werden. Hier bieten sich initiale qualitative und quantitative Analysen an. Qualitativ sollte untersucht werden, inwiefern die definierte Metrik unserem intuitiven Verständnis von dem Risiko einer Verkehrssituation entspricht. Quantitativ ist die Analyse interessant welchen Wertebereich die definierte Metrik in simulierten Verkehrsszenarien annimmt. Diese quantitative Analyse ist auch später für die Auslegung eines Aktiven Sicherheitssystems für die Definition von Schwellwerten relevant. Für die Evaluation der generalisierten TTC Metrik wurde eine etwa zwanzigminütige Fahrt in der Computerspiel-Simulationsumgebung aufgezeichnet. Während dieser Aufzeichnung wurde jede Sekunde ein Datenpunkt erhoben, so dass sich insgesamt 1182 Datenpunkte ergeben haben. Für die qualitative Analyse wurden die berechneten Werte der Metrik wieder auf die aufgezeichneten Bilder des Szenarios übertragen. Für die quantitative Analyse wurden die berechneten Werte der Metrik betrachtet.

Im Rahmen der qualitativen Analyse wurde auch das in Abbildung 3 dargestellte Szenario betrachtet. Wir sehen hier das Auffahren auf stehende Fahrzeuge. Es würde unserem intuitiven Risikoverständnis entsprechen, dass sich das Risiko während des Auffahrens erhöht. Die Werte der Risikometrik nehmen allerdings ab (0.1300, 0.0419, 0.0375, 0.0213). Diese Diskrepanz entsteht, da den aufgezeichneten Bildern lediglich die Abstandsinformation zu entnehmen ist, nicht die aktuelle Geschwindigkeit des fahrenden Fahrzeugs. Nach der Definition der hier untersuchten Risikometrik spielt die Geschwindigkeit aber eine große Rolle für den Wert der Metrik.

Die quantitative Analyse soll Erkenntnisse über den Wertebereich und sinnvolle Schwellwerte der definierten Metrik liefern. Da in dem vorliegenden Fall lediglich für 30 der 1182 (~2.5%) aufgezeichneten Datenpunkten ein Wert für die Metrik berechnet werden konnte – in den übrigen Fällen gab es keine Konflikte oder ein solcher lag zu weit in der Zukunft um berücksichtigt zu werden – sind die Ergebnisse einer quantitativen Analyse mit Vorsicht zu genießen. Grundsätzlich lassen sich allerdings Perzentile

bestimmen, anhand derer wiederum Grenzwerte bestimmt werden können. Gerade in einem Fall wie dem hier vorliegenden, in dem der berechnete Wert der Metrik nicht zwangsläufig mit unserem intuitiven Verständnis von Risiko übereinstimmt, bietet sich eine solche Analyse zur Definition von Schwellwerten an. Für die vorliegende Metrik und das aufgezeichnete Szenario ergibt sich beispielsweise ein Wertebereich von 0.008 – 0.3340 und ein 95% Perzentil für den Wert von 0.2790.

Abb. 3. Aufgezeichnetes Szenario zur qualitativen Analyse der entwickelten Metrik

5 Vergleich von Verfahren zur dynamischen Risikobewertung

Zur Veranschaulichung der Möglichkeit Verfahren zur Risikobewertung miteinander zu vergleichen wird im Folgenden ein Simulationsszenario, welches mit der Wegpunkt-Methode (siehe Kapitel 3), erzeugt wurde, vorgestellt. Für dieses Szenario wurden verschiedene Metriken unter verschiedenen Beschränkungen und Annahmen ausgewertet. Im Szenario „Schwanken“ kommt es zu keinem Überholmanöver, das *subject vehicle* verringert und erhöht den Abstand während des Szenarios. Dieses Szenario ist durch den Abstand zwischen *subject* und *target vehicle* in Abbildung 4 dargestellt. Man beachte, dass es bei diesem Szenario kurz nach Sekunde 8 zu einer Kollision kommt. Die Abstandswerte mögen hier sehr gering erscheinen, können aber für gewisse Anwendungen auch so gewünscht sein. Im Platooning ist es beispielsweise das Ziel den Spritverbrauch durch Ausnutzen des Windschattens zu verringern. Hierfür müssen die involvierten Fahrzeuge sehr dicht zueinander fahren, so dass sehr geringe Abstandswerte

gewünscht sind. Aus Sicherheitsgründen sollten die Abstände allerdings auch nicht zu gering sein. Wenn wir hier einen Abstandswert von 3 Metern als den gewünschten Abstand annehmen, so sollte ein Verfahren zur dynamischen Risikobewertung in dem simulierten Szenario keine kritischen Werte in dem Zeitbereich von 3500ms bis 6000ms anzeigen, in der übrigen Zeit sollten diese allerdings angezeigt werden.

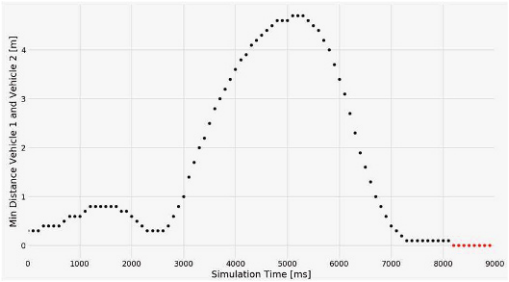


Abb. 4. Abstand für Szenario Schwanken

Für das Szenario wurden Metriken mit unterschiedlichen Annahmen berechnet. Die verwendeten Metriken sind hierbei: Time-to-Collision (TTC), Time-Headway (TH) und Criticality Index (CI). TTC und CI wurden bereits in Kapitel 2 eingeführt. Für die TH Metrik wurden zwei Versionen verwendet. Eine Version entspricht der Definition in [7]: Abstand geteilt durch Geschwindigkeit des *subject vehicles*. Wir referenzieren diese Version der TH Metrik im Folgenden mit „TH (Winner)“. Die andere Version entspricht der Definition in [14]: Die zeitliche Differenz zwischen dem Zeitpunkt zu dem das *target vehicle* einen Punkt erreicht und dem Zeitpunkt zu dem das *subject vehicle* denselben Punkt erreicht. Wir referenzieren diese Version der TH Metrik im Folgenden mit „TH (Vogel)“. Zu beachten ist, dass diese zweite Version der TH Metrik ohne eine Prädiktion in die Zukunft auskommt. Sie wird ausschließlich aus historischen Daten gewonnen.

Die aufgeführten Metriken wurden unter unterschiedlichen Annahmen berechnet. Für die Metriken müssen Annahmen sowohl für das laterale als auch für das longitudinale Verhalten der Fahrzeuge getroffen werden. Die Annahmen zum lateralen Verhalten bestimmen wie der relevante Abstand zwischen zwei Fahrzeugen bestimmt wird. Zur Auswahl für das laterale Verhalten stehen *constant turn* und *pessimistic turn*. *Constant turn* ist eine Standardannahme bei der die zukünftige Trajektorie anhand des aktuellen Gierwinkels prädiziert wird. Der relevante Abstand zwischen *subject* und *target vehicle* bestimmt sich dabei aus dem Abstand des *subject vehicles* zu der Überschneidung der zukünftigen Belegungen des *subject vehicles* in der Grid Map und der momentanen Belegung des *target vehicles*. Mit *pessimistic turn* ist hier ein Prädiktionsmodell des lateralen Verhaltens bezeichnet, das ähnlich der Annahmen in [15] den kürzesten Abstand der momentanen Position des *subject* und des *target vehicles* zur Berechnung verwendet. Für die Annahmen zum longitudinalen Verhalten stehen *constant relative acceleration* und *constant relative velocity* für die TTC und CI Metrik und *constant acceleration* und *constant velocity* für die TH Metrik zur Verfügung. Zu der

TH (Vogel) Metrik sind keine Annahmen zu treffen, da sie sich ausschließlich aus historischen Daten berechnen lässt. Somit ergeben sich insgesamt 13 verschiedene Möglichkeiten zur dynamischen Risikobewertung des vorgestellten Szenarios. Im Folgenden sind die 13 Möglichkeiten in Diagrammen dargestellt. Aufgrund unterschiedlicher Einheiten erfolgt die Darstellung dabei getrennt nach den Zeitmetriken (TTC und TH) und dem Criticality Index (CI).

Betrachten wir in Abbildung 4 die Abstandwerte für das Szenario „Schwanken", so sollte ein Aktives Sicherheitssystem spätestens zur Sekunde 7 die Situation als sehr kritisch einschätzen und den Fahrer warnen oder aktiv eingreifen, um die Kollision zur Sekunde 8 zu verhindern. In diesem Szenario zeigen TTC und TH deutlich unterschiedliche Ergebnisse für die Risikobewertung. TTC bewertet sowohl unter *constant relative acceleration* als auch unter *constant relative velocity* Annahme die Situation als deutlich weniger kritisch als die TH Metriken. In dem Bereich von Sekunde 6 bis Sekunde 7 zeigen die Metriken wohl zunächst einen recht kritischen Wert von unter 2s, steigen dann aber interessanterweise kurz vor der Kollision durch eine Verringerung der Relativgeschwindigkeit sogar wieder an, was zu einer empfundenen Entschärfung der Situation nach Risikobewertung durch TTC führt. Dies entspricht nicht der Realität, da es in dem Szenario kurz nach Sekunde 8 zu einer Kollision kommt. Die TH Metrik, sowohl in der Version nach Vogel als auch in der Version nach Winner, erfasst dieses Risiko deutlich besser und zeigt sehr kritische Werte (<0.5s) ab Sekunde 6 der Simulation. Insgesamt lässt sich also beobachten, dass die TTC Metrik für diese Art von Szenario ungeeignet ist und die TH Metrik das echte Risiko deutlich besser erfasst. Die Metrik Criticality Index erbt aufgrund ihrer Definition in diesem Szenario die Schwäche der TTC Metrik und würde in diesem Szenario die drohende Kollision auch nicht erfassen und somit das Risiko fälschlicherweise als gering einschätzen.

Neben dieser qualitativen Analyse, die sicherlich auch durch reine Überlegungen möglich wäre, erlaubt unsere Werkzeugkette auch eine quantitative Analyse. Wie zu Beginn des Kapitels festgestellt, sollte ein geeignetes Verfahren zur dynamischen Risikobewertung lediglich die Zeit zwischen 3500ms und 6000ms als unkritisch bewerten. Es muss also für eines der hier verwendeten Verfahren ein Schwellwert gefunden werden, der nur zu dieser Zeit überschritten wird. Wie in Abbildung 5 zu erkennen ist, ist ein solcher Schwellwert lediglich für die TH (Winner) Metrik zu finden. Ein Wert von 0.4 Sekunden für diese Metrik kommt der Anforderung recht nahe, würde aber schon vor 6000ms wieder eine kritische Situation anzeigen.

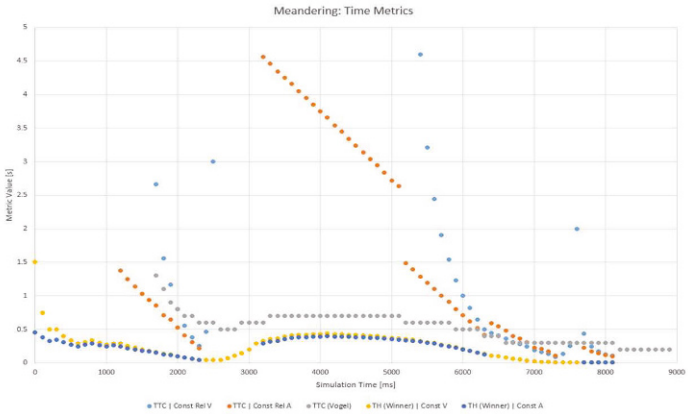


Abb. 5. Zeitmetriken für Szenario „Schwanken“

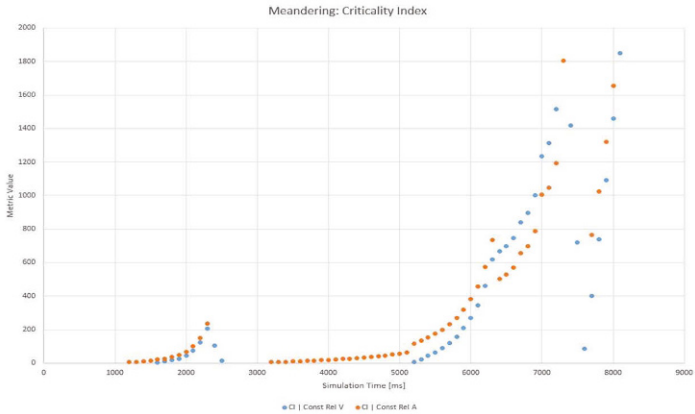


Abb. 6. Criticality Index für Szenario “Schwanken”

6 Fazit

Die Anforderungen an Aktive Sicherheitssysteme werden zukünftig steigen. Dies liegt zum einen daran, dass diese Systeme mit der Zeit zum Stand der Technik werden, zum anderen ist damit zu rechnen, dass diese Systeme auch zum Einsatz kommen, um noch komplexere Systeme zum autonomen Fahren abzusichern. Um diese steigende Anforderungen in den Griff zu bekommen, sollte schon früh mit der Evaluation begonnen werden. Für diese Evaluation wird es Werkzeugketten wie die hier vorgestellte brauchen. Mit den hier präsentierten Ergebnissen haben wir gezeigt, dass bereits Entscheidungen auf konzeptioneller Ebene zur dynamischen Risikobewertung, z.B. welche

Metrik verwendet wird, oder welche Annahmen zur Prädiktion getroffen werden, solch große Auswirkungen haben können, dass ein Aktives Sicherheitssystem, dass ein bestimmtes Verfahren zur dynamischen Risikobewertung verwendet, eine unsichere Situation nicht als solche erkennt. Wir plädieren daher dafür diese Betrachtungen schon frühzeitig anzustellen, um ein solches Verfahren zur dynamischen Risikobewertung aufzubauen, das sowohl false positives als auch false negatives im laufenden Betrieb eines Aktiven Sicherheitssystems auf ein akzeptables Niveau bringt.

References

1. Verordnung (EU) Nr. 347/2012 der Kommission vom 16. April 2012 zur Durchführung der Verordnung (EG) Nr. 661/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Notbremsassistenzsystemen für bestimmte Kraftfahrzeugklassen.
2. VTD Homepage, https://vires.com/vtd-vires-virtual-test-drive/, zuletzt besucht am 03.08.2017.
3. CarMaker Homepage, https://ipg-automotive.com/products-services/simulation-software/carmaker/, zuletzt besucht am 03.08.2017.
4. Vissim Homepage, http://vision-traffic.ptvgroup.com/de/produkte/ptv-vissim/, zuletzt besucht am 03.08.2017.
5. SUMO Homepage, http://sumo.dlr.de/wiki/Simulation_of_Urban_MObility_-_Wiki, zuletzt besucht am 03.08.2017.
6. ISO 22839, Intelligent transport systems – Forward vehicle collision mitigation systems – Operation, performance and verification requirements (2013).
7. Wachenfeld, W., Winner, H.: Lernen autonome Fahrzeuge? In: Maurer, M., Gerdes, C., Lenz, B., Winner, H. (eds.) Autonomes Fahren. Technische, rechtliche und gesellschaftliche Aspekte, Springer Vieweg (2015).
8. Parnas, D., Madey, J.: Functional documents for computer systems. Science of Computer Programming 25, 41-61 (1995).
9. Berthelot, A., Tamke, A., Breuel, G.: A novel approach for the probabilistic computation of Time-To-Collision. IEEE Intelligent Vehicles Symposium (2012).
10. Nilsson, J., Odblom, A., Anders, C.E., Fredriksson, J.: Worst-Case Analysis of Automotive Collision Avoidance Systems. IEEE Transactions on Vehicular Technology 65 (4), 1899-1911 (2016).
11. Schreier, M., Willert, V., Adamy, J.: Bayesian, Maneuver-Based, Long-Term Trajectory Prediction and Criticality Assessment for Driver Assistance Systems. IEEE Intelligent Vehicles Symposium (2014).
12. Chan, C.: Defining Safety Performance Measures of Driver-Assistance Systems for Intersection Left-Turn Conflicts. IEEE Intelligent Vehicles Symposium (2006).
13. ISO 26262, Road Vehicles – Functional Safety (2012)
14. Vogel, K.: A comparison of headway and time to collision as safety indicators. Accident Analysis & Prevention 35 (3), (2003).
15. Wachenfeld, W., Junietz, P., Wenzel, R., Winner, H.: The Worst-Time-To-Collision Metric for Situation Identification. IEEE Intelligent Vehicles Symposium (2016)
16. Tamke, A., Dang, T., Breuel G.: A Flexible Method for Criticality Assessment in Driver Assistance Systems. IEEE Intelligent Vehicles Symposium (2011)

Simulation Methods

Methods for a Simulation-Based Ride Comfort Evaluation of Commercial Vehicles according to ISO 2631-1

Florian Schneider, Nicole Stephan, Roman Teutsch

Institute for Mechanical and Automotive Design,
University of Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern
Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau (KIMA)
schneider@mv.uni-kl.de, stephan@mv.uni-kl.de,
teutsch@mv.uni-kl.de

Abstract. Vibrational Comfort describes the impact of mechanical vibrations on humans and is therefore an important design criterion in the vehicle development process. A widespread method for the assessment of vibrational comfort of vehicles is given by the ISO 2631-1 standard. Furthermore, a measurement setup for the acquisition of the required acceleration signals is recommended in the document. Simulations, which are increasingly often used during the development of vehicles, are not mentioned in the standard. To carry out analyses by use of numerical vehicle simulations, that are comparable to the standardized measurements, different modeling approaches may be suggested. These approaches can differ in their level of detail as well as in their modeling and computational effort. In this paper, three exemplary methods for a simulation-based acquisition of relevant acceleration signals are presented and compared in terms of their compatibility with measurements according to the ISO 2631-1 standard. A multi-body-model of a full vehicle, specially developed for driving dynamics evaluation, serves as a simulation platform. The presented methods are based on different modeling approaches with different complexity. Method A represents the simplest measuring technique, in which accelerations are read out directly at a rigid body. In Method B, the entire physical measurement setup, including its mechanical characteristics, is modelled. Method C represents a compromise, in which only a part of the measurement setup is modelled. The results are compared to real measurements taken on a hydraulic vibrations test bench.

Keywords: vibrational comfort, simulation, commercial vehicle.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_32

Methoden zur Simulativen Schwingkomfortbewertung von Nutzfahrzeugen nach ISO 2631-1

Florian Schneider, Nicole Stephan, Roman Teutsch

Lehrstuhl für Konstruktion in Maschinenbau und Fahrzeugtechnik,
Technische Universität Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Straße, 67663 Kaiserslautern
schneider@mv.uni-kl.de, stephan@mv.uni-kl.de,
teutsch@mv.uni-kl.de

Abstract. Der Schwingkomfort beschreibt die Auswirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen und ist somit ein wichtiges Auslegungskriterium in der Fahrzeugentwicklung. Eine weit verbreitete Methode zur Bewertung des Schwingkomforts von Fahrzeugen wird in der ISO 2631-1 beschrieben. Daneben empfiehlt die Norm einen Messaufbau zur Ermittlung der zur Bewertung benötigten Beschleunigungssignale. Simulationen, die immer häufiger bei der Entwicklung von Fahrzeugen zum Einsatz kommen, finden in der Norm keine Erwähnung. Um eine mit der Norm vergleichbare Analyse mittels numerischer Gesamtfahrzeugsimulationen durchzuführen, sind verschiedene Modellierungsmethoden denkbar, welche sich in Detaillierungsgrad sowie Modellierungs- und Berechnungsaufwand stark unterscheiden können. In diesem Beitrag werden drei beispielhafte Methoden zur simulativen Ermittlung relevanter Beschleunigungssignale vorgestellt und hinsichtlich ihrer Kompatibilität mit Messungen nach ISO 2631-1 verglichen. Als Simulationsträger dient ein speziell für fahrdynamische Untersuchungen entwickeltes Mehrkörper-Gesamtfahrzeugmodell. Die Methoden beruhen auf unterschiedlichen Modellierungsansätzen ungleicher Komplexität. Methode A stellt die einfachste Form der Messwerterfassung dar, bei der die Beschleunigungen direkt am Starrkörper ausgelesen werden. Bei Methode B wird der gesamte Messaufbau inklusive seiner mechanischen Eigenschaften modelliert. Methode C bildet einen Kompromiss, bei dem nur ein Teil des Messaufbaus modelliert wird. Die Ergebnisse werden mit realen Messergebnissen verglichen, welche mit Hilfe eines hydraulischen Schwingungsprüfstands ermittelt werden.

Keywords: Schwingkomfort, Simulation, Nutzfahrzeug.

1 Einleitung

1.1 Hintergrund

Fahrzeuginsassen sind während der Fahrt mechanischen Schwingungen ausgesetzt, welche sich in negativer Weise auf Komfort und Gesundheit auswirken können. Die Bewertung solcher Schwingungen spielt eine entscheidende Rolle bei der Auslegung von Fahrzeugen. Die Norm ISO 2631-1 [1] beschreibt ein Verfahren zur Bewertung der

Auswirkungen mechanischer Ganzkörperschwingungen auf den Menschen, welches sich nicht zuletzt wegen seiner einfachen Umsetzung und guten Reproduzierbarkeit in der Fahrzeugentwicklung etabliert hat. Im europäischen Raum ist sie die Grundlage für die Arbeitsschutzrichtlinie 2002/44/EG [2], in Deutschland wurde das Verfahren außerdem in die VDI-Richtlinie 2057 [3] zur Bewertung von Wohlbefinden und Gesundheit bei Humanschwingungen übernommen. Das Verfahren beruht auf der Frequenzgewichtung von Beschleunigungssignalen, welche auf den Menschen einwirken. Zusätzlich zum Bewertungsverfahren liefert die Norm Empfehlungen zum Messaufbau bei realen Messungen und verweist außerdem auf die Norm ISO 10326-1, resp. DIN EN ISO 10326-1 [4], welche einen Messaufbau zur Beschleunigung an der Schnittstelle Fahrer/Sitz beschreibt.

1.2 Motivation und Zielsetzung

Hinweise zur simulativen Ermittlung von Kennwerten, um eine mit realen Messungen vergleichbare Aussage über den Schwingkomfort zu erhalten, werden in der Norm nicht genannt. Diese Art von Untersuchungen rückt jedoch immer weiter in den Fokus von Unternehmen, da bereits möglichst früh im Produktentwicklungsprozess Aussagen über das dynamische Verhalten von Fahrzeugen und somit auch den Schwingkomfort getroffen werden müssen, auch wenn noch keine physischen Prototypen existieren. In der Regel geschieht dies durch Mehrkörpersimulationen (MKS), in denen reale Fahrzustände und -manöver anhand virtueller Fahrzeugmodelle simuliert werden.

In diesem Beitrag werden deshalb unterschiedliche Modellierungsmethoden zur Erfassung schwingkomfortrelevanter Beschleunigungssignale an einem MKS-Gesamtfahrzeugmodell aufgezeigt und die Bewertungsergebnisse jeweils mit Prüfstandmessungen nach ISO 2631-1 verglichen. Die Methoden bilden dabei verschiedene Detaillierungsgrade eines realen Messaufbaus ab und unterscheiden sich aus diesem Grund auch hinsichtlich ihres Modellierungs- und Berechnungsaufwands.

Ziel der Untersuchung ist ein Vergleich zwischen Aufwand und Ergebnisqualität der einzelnen Methoden, um die Entscheidung für ein bestimmtes Verfahren bei der Produktentwicklung zu erleichtern.

2 Bewertung des Schwingkomforts nach ISO 2631-1

Die Norm ISO 2631-1 befasst sich mit Belastungen des Menschen durch mechanische Ganzkörperschwingungen und beschreibt eine Methode, wie diese Belastungen quantifiziert werden können. Dabei wird auf die Messung der benötigten Beschleunigungswerte und ihre anschließende Bewertung hinsichtlich der Kriterien Gesundheit und Wohlbefinden eingegangen. Als separates Kriterium wird außerdem die Kinetose (sog. Seekrankheit bei Schwingungen < 0,5 Hz) aufgeführt, auf die aber im Rahmen dieser Untersuchung nicht eingegangen werden soll.

2.1 Messung von Beschleunigungen

Prinzipiell gibt die Norm Beschleunigungen als Messgröße für Ganzkörperschwingungen vor. Dabei sollen Ort und Richtung der Messung möglichst mit der realen Schwingungseinleitung in den menschlichen Körper übereinstimmen. Somit ist im Falle von Fahrzeugschwingungen als optimale Messstelle die Schnittstelle zwischen Sitz und menschlichem Körper anzunehmen. Um eine Messung zwischen weichen Materialien wie z.B. Sitzkissen und Kleidung zu ermöglichen, werden sogenannte Sensorpads verwendet.

2.2 Bewertung der gemessenen Beschleunigungen hinsichtlich Gesundheit und Wohlbefinden

Nach Erfassung der Beschleunigungssignale werden ihre unterschiedlichen Frequenzanteile je nach Lastfall (z.B. Richtung oder Körperhaltung) gewichtet. Dazu sind in der Norm entsprechende Gewichtungskurven vorgegeben. Nach der Gewichtung wird der Effektivwert (RMS) der Signale gebildet und im Falle einer Messung in mehrere Richtungen die Signale durch eine Vektorsumme zu einem Wert zusammengefasst, wobei durch einen richtungsabhängigen Vorfaktor die X- und Y-Richtungen stärker gegenüber der Z-Richtung gewichtet werden.

3 Methoden zur Ermittlung der Beschleunigungssignale

Um mittels Mehrkörpersimulationen eine mit realen Messungen vergleichbare Aussage bezüglich des Schwingkomforts treffen zu können, muss die Simulation die Eigenschaften des realen Messaufbaus möglichst genau abbilden. Inwieweit dies gegeben ist, wird in diesem Beitrag anhand dreier beispielhafter Modellierungsmethoden untersucht. Dabei beschränkt sich die hier beschriebene Untersuchung auf Vertikalschwingungen, es wird deshalb nur das Sitzkissen ohne Arm- und Rückenlehne betrachtet. Im MKS-Modell ist bereits das Sitzuntergestell mit Feder- und Dämpferelementen enthalten, sodass beim Vergleich nur die Modellierung von Sitzkissen und Kontakt zwischen Mensch und Sitz berücksichtigt wird. Tab. 1 zeigt die wichtigsten Charakteristika der Modellierungsmethoden, die in dieser Arbeit vorgestellt werden.

Tab. 1. Vergleich der Methoden zur Ermittlung der Beschleunigungen.

	Methode A	**Methode B**	**Methode C**
Modellierung Mensch	Starr	FEM	FEM
Modellierung Sitz	Kennlinien	FEM	FEM
Sensorpad-Modell	Nein	Ja	Nein
Schnittstelle Sitz-Mensch	Fest verbunden	Kontaktmodell	Masterknoten
Messung	Am Starrkörper	Sensorpad-Knoten	Masterknoten

Die Methoden werden im Folgenden genauer beschrieben.

3.1 Methode A – Starrkörperbeschleunigung mit Sitz-Ersatzmodell

Die Messung der Starrkörperbeschleunigung innerhalb des MKS-Modells stellt die am einfachsten umzusetzende Methode dar. Hier wird dies durch einen starren Körper als Mensch-Modell realisiert, der über ein mechanisches Ersatzmodell aus nichtlinearen Federn und Dämpfern mit dem Rest des Fahrzeugs verbunden ist.

Die Parameter für das Ersatzmodell wurden aus den für die anderen Methoden notwendigen Modellen ermittelt. Diese Vorgehensweise reduziert die Rechenzeit der Simulation erheblich. Außerdem kann, sobald die Parameter für das Ersatzmodell einmal bekannt sind, auf komplexe FE-Simulationen verzichtet werden.

3.2 Methode B – Detailmodell des Messaufbaus

Bei Methode B werden Sitz, Mensch und Sensorpad mittels Finite-Elemente-Methode (FEM) modelliert, siehe Abb. 1. Als Vorlage für das Sitzmodell dient ein zuvor analysierter realer Nutzfahrzeugsitz.

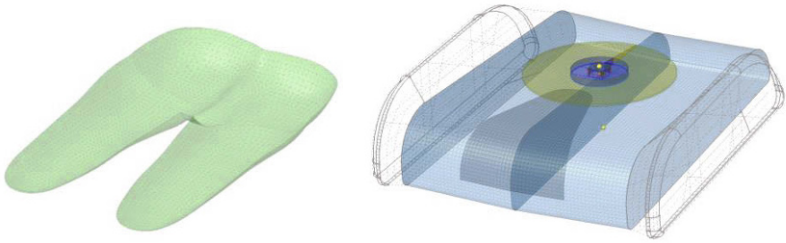


Abb. 1. FE-Modelle zur Darstellung der Mensch-Sitz-Schnittstelle

Das Modell des Sitzes enthält neben den elastischen Elementen des Sitzkissens die als starr dargestellten Blechteile, in die das Kissenmaterial eingefasst ist, sowie Interface-Knoten zur Anbindung an das später verwendete Gesamtfahrzeugmodell. Das ebenfalls mittels FEM modellierte Sensorpad wird zur eindeutigen Kontaktzuordnung fest mit der Sitzkissenoberfläche verbunden, wodurch außerdem Simulationszeiten und Stabilität verbessert werden. Diese Vorgehensweise ähnelt realen Messaufbauten, bei denen das Sensorpad zur Definition der Messrichtung am Sitzpolster fixiert wird.

Beim Mensch-Modell wird die Gesäßmuskulatur mittels FEM modelliert, die Materialeigenschaften können aus der Literatur entnommen werden [5][6].

Sitz (inkl. Sensorpad) und Mensch-Modell werden anschließend innerhalb der MKS-Umgebung mittels einer Kontaktformulierung miteinander verbunden. Hierzu werden die FE-Modelle gemischt-statisch-modal reduziert. Nichtlineare Eigenschaften gehen durch diese Art der Reduktion verloren. Um diese in umfassender Weise beibehalten zu können, wäre eine Umsetzung dieser Vorgehensweise auch im Rahmen eines komplexeren nichtlinearen Reduktionsverfahrens oder einer Co-Simulation möglich. Dies soll jedoch nicht Bestandteil dieser Untersuchung sein.

Zur Umsetzung der Kontaktbedingung muss zu beiden reduzierten FE-Körpern die sogenannte Recovery-Matrix eingebunden werden, welche Informationen zu den inneren (Slave-) Knoten der Körper enthält. Mit Hilfe dieser Informationen werden innerhalb der MKS-Umgebung in jedem Verformungszustand die resultierenden Kontaktflächen ermittelt. Um dies mit einem vertretbaren Rechenaufwand zu ermöglichen, wurde die Elementdichte des hier verwendeten FE-Modells des Sitzes auf eine Anzahl von ca. 5000 Elementen festgelegt. Das Gesäßmodell wurde ebenfalls mit ca. 5000 Elementen modelliert.

3.3 Methode C – Vereinfachte Modellierung des Messaufbaus

Methode C stellt einen Kompromiss zwischen den Methoden A und B hinsichtlich Simulationsaufwand und Modellierungstiefe dar. Sitzkissen und Mensch werden ebenfalls mittels FEM simuliert, jedoch wird das Sensorpad hierbei nicht berücksichtigt. Anstatt das Mensch-Modell mittels Kontaktformulierung mit dem Sitz zu verbinden, werden sowohl beim Sitz- als auch beim Mensch-Modell sogenannte Interface-Knoten verwendet. Diese sind so angeordnet, dass sie durch 1-D-Elemente mit denjenigen Knoten gekoppelt sind, an denen die Krafteinleitung stattfindet. Um die Kontaktoberfläche durch die zusätzlichen Elemente nicht künstlich zu versteifen, wird für die 1-D-Elemente der Typ RBE3 verwendet. Dadurch wird die Steifigkeit der Kopplung so ausgelegt, dass die Krafteinleitung an der Kontaktoberfläche gleichmäßig stattfindet, ohne dass die Oberflächenknoten kinematisch gekoppelt sind. Durch die zusätzliche Einbringung von Steifigkeiten in Form der RBE3-Elemente ist hier mit Abweichungen in der Simulation zu rechnen.

An den Interfaceknoten werden die Beschleunigungen gemessen und gemittelt, sodass möglichst einfach ein Beschleunigungssignal ausgelesen werden kann, das der Messung mit dem Sensorpad in etwa entspricht.

4 Ermittlung des Schwingkomforts im Gesamtfahrzeugmodell

Zur Anwendung der Methoden kommt ein vorhandenes MKS-Gesamtfahrzeugmodell eines schweren Nutzfahrzeugs zum Einsatz, siehe Abb. 1. Das Modell enthält drei luftgefederte Achsen, die über eine kinematische Aufhängung mit einem als starr modellierten Rahmen verbunden sind. Die vordere Hinterachse ist mittels Dreieckslenker angebunden und ist die einzige Antriebsachse. Die zweite Hinterachse ist als Nachlaufachse mit Einzelbereifung ausgelegt.

Das Fahrerhaus ist über Federn und Dämpfer, sowie über einen Stabilisator mit dem Rahmen verbunden. Im Fahrerhausmodell sind außerdem die mechanischen Komponenten des Sitzuntergestells enthalten, die Modelle für den Messaufbau inkl. Mensch und Sitzkissen werden als Substrukturen bzw. Kraftelemente eingebunden.

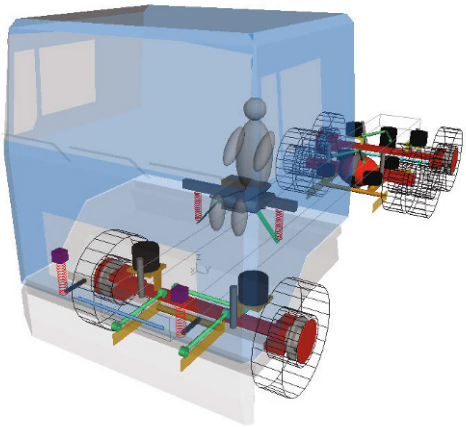


Abb. 2. Gesamtfahrzeugmodell zur Schwingkomfortermittlung

Die Vorgehensweise zur Erfassung der Beschleunigungssignale gestaltet sich je nach untersuchter Methode unterschiedlich:

- *Methode A:* Der Messaufbau wird abgebildet durch ein Kraftelement mit den Eigenschaften des Sitzkissens und einen Starrkörper als Mensch-Modell. Die Beschleunigungen werden am Starrkörper ausgelesen.

- *Methode B:* Die Einheit aus Sensorpad und Sitzkissen, sowie das FE-Modell des Menschen werden als modal reduzierte (elastische) Körper eingebunden. Zur Verbindung der Körper wird eine Kontaktformulierung verwendet. Die Beschleunigung wird am Sensorpad ausgelesen.

- *Methode C:* Wie bei Methode B werden die FE-Modelle als modal reduzierte Körper eingebunden, anstatt der Kontaktformulierung werden die Körper jedoch an den dafür vorgesehenen Interface-Knoten miteinander verbunden. Die Beschleunigungen an diesen Knoten werden ausgegeben und gemittelt.

Als Testszenarien werden drei unterschiedliche Teststrecken eingesetzt. Bei den ersten beiden Teststrecken handelt es sich um standardisierte Streckenprofile nach ISO 8608 [7], welche zuvor synthetisch generiert wurden. Das erste Profil entspricht dabei der Oberflächenklasse D, das zweite der Übergangsklasse EF. Das dritte Profil bildet einen sogenannten belgischen Block ab, eine nachgebildete Kopfsteinpflasterstraße mit besonders unebener Pflasterung, welche im Rahmen vorangegangener Untersuchungen aufgezeichnet wurde. Dieses Streckenprofil besitzt im Vergleich zu den standardisierten Profilen höhere Frequenzanteile und vereinzelte Stöße mit besonders hoher Amplitude.

Zusätzlich zu den Beschleunigungssignalen zur Schwingkomfortbewertung werden die resultierenden Signale an der Sitzkissenunterseite ausgelesen, sodass diese anschließend zur Validierung am Prüfstand nachgefahren werden können, siehe Abb. 3.

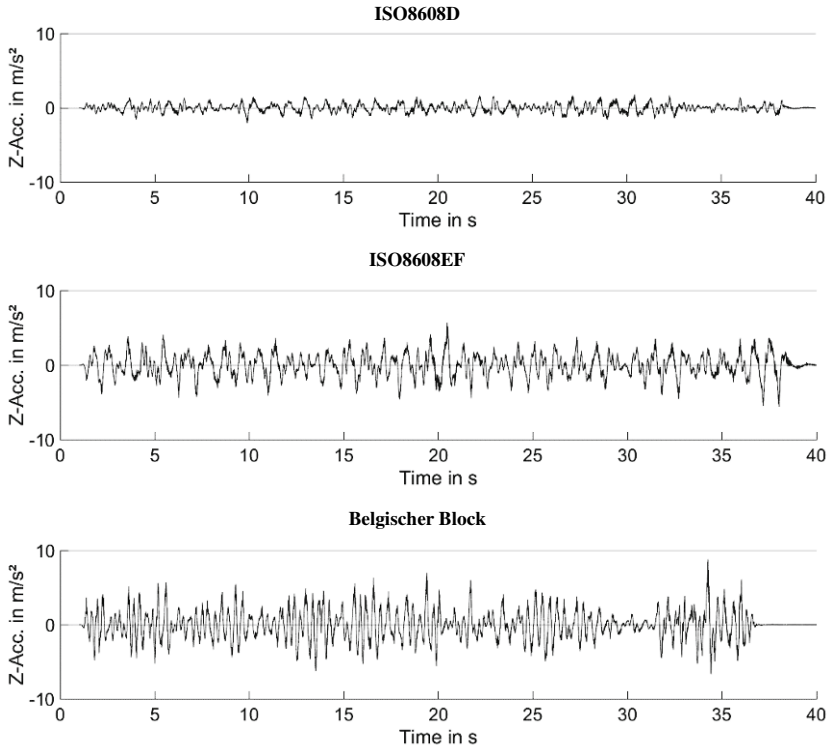


Abb. 3. Ermittelte Beschleunigungssignale an der Sitzkissenunterseite bei unterschiedlichen Straßenoberflächen

5 Prüfaufbau und reale Messung

Zur Validierung und zum Vergleich der beschriebenen Methoden kommt ein hydraulischer Schwingungsprüfstand zum Einsatz, mit dem die aus der Simulation gewonnenen Signale an der Sitzkissenunterseite am realen Messaufbau aufgebracht werden können. Um ein genaues Nachfahren der simulierten Beschleunigungen zu ermöglichen, wurde die Luftfederung des Sitzes mechanisch außer Kraft gesetzt. Dies ermöglicht eine Bewertung der Ergebnisse unabhängig von der Simulation des Sitzuntergestells.

Zur Erfassung der zu bewertenden Beschleunigungsseite an der Schnittstelle zwischen Mensch und Sitz wird das gleiche Sensorpad verwendet, das auch der Simulation

zugrunde liegt. Wie bereits bei der Beschreibung der Simulationsmethode B beschrieben, wird zur reproduzierbaren Messung das Sensorpad am Sitz fixiert.

Da im Rahmen der Untersuchung nicht auf Messdummies mit elastischer Gesäßstruktur zurückgegriffen werden konnte, wurden alle Versuche mit einer Versuchsperson durchgeführt. Außerdem wurden alle Versuche unmittelbar hintereinander durchgeführt, um gleiche Verhältnisse für alle Messungen zu gewährleisten.

Abb. 4. Prüfaufbau zur Ermittlung der Beschleunigungen an der Sitzoberfläche

6 Darstellung und Vergleich der Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulationen durch die drei beschriebenen Methoden mit den Messergebnissen am Prüfstand verglichen. Aufgrund des hohen Datenumfangs werden in diesem Beitrag nur die signifikanten Ergebnisse gezeigt und beschrieben.

6.1 Bewertung der Simulation in Zeit- und Frequenzbereich

Zunächst werden die gemessenen und simulierten Beschleunigungssignale miteinander verglichen, um einen allgemeinen Eindruck über die Qualität der Simulation zu erhalten. Abb. 5 zeigt exemplarisch einen Ausschnitt aus dem Zeitverlauf der mit Methode A durchgeführten Simulation des Streckenprofils ISO 8608D im Vergleich mit der durchgeführten Messung. Es lässt sich erkennen, dass insgesamt eine sehr gute Korrelation zwischen Messung und Simulation besteht, obwohl hier die einfachste der betrachteten Methoden betrachtet wird.

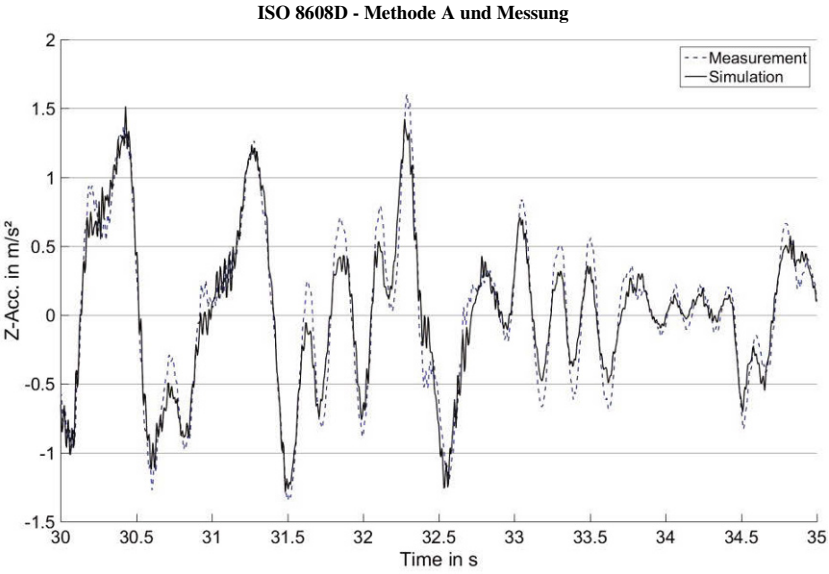


Abb. 5. Vergleich Simulation Methode A und Messung im Zeitbereich

Während der Gesamtverlauf des Signals durch die Simulation sehr gut abgebildet wird, lassen sich Unterschiede in den erreichten Amplituden erkennen. Hier sind die Werte aus der Messung erkennbar höher als bei der Simulation. Dieses Verhalten zeigen auch die beiden hier nicht abgebildeten Methoden, sodass auf eine generelle Abweichung durch die Modellierung des Sitzkissens geschlossen werden kann. Diese ist auf die vereinfachte Modellierung des Schaumstoffmaterials des Sitzkissens und die Gesäßmuskulatur zurückzuführen, welche in der Simulation linear elastisch dargestellt sind, in der Realität aber viskos-hyperelastische Eigenschaften zeigen.

Unterschiede zwischen allen Simulationsmethoden konnten vor allem im Bereich der höheren Frequenzen festgestellt werden, weshalb im Folgenden die Amplitudenspektren der Ergebnisse betrachtet werden.

Im Frequenzbereich (Abb. 6 – Abb. 8) lässt sich erkennen, dass die erste Eigenfrequenz des Systems bei ca. 1,2 Hz bei allen Simulationsmethoden eine zur Messung überhöhte Amplitude besitzt, währen die zweite Eigenfrequenz bei ca. 4,9 Hz bei allen Simulationsmethoden eine niedrigere Amplitude besitzt als in der Messung.

Während bei Methode A (Modellierung mit Feder-Dämpfer-System) die erste Eigenfrequenz am genauesten abgebildet wird, lässt sich eine starke Überhöhung der Amplituden im Bereich zwischen 35 Hz und 40 Hz erkennen, außerdem sind die Werte im Bereich zwischen 48 Hz und 50 Hz ebenfalls höher als in der Messung, siehe Abb. 6.

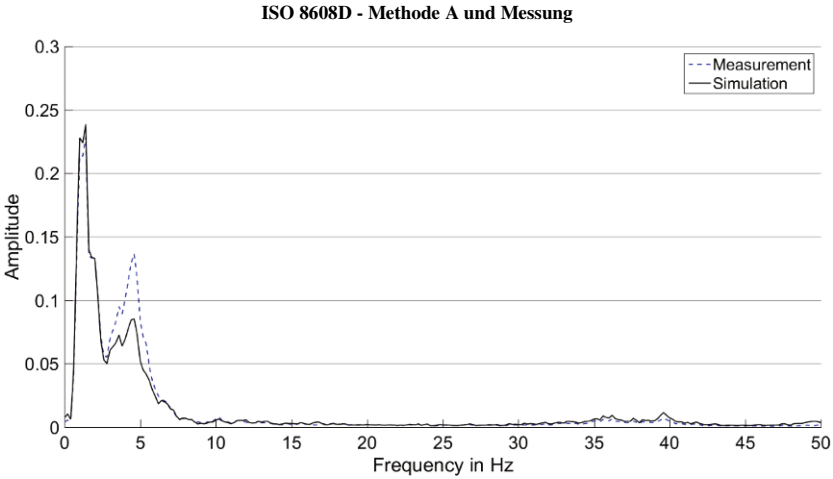


Abb. 6. Vergleich Simulation Methode A und Messung im Frequenzbereich

Methode B (elastisches Kontaktmodell) zeigt die größte Abweichung in der ersten Eigenfrequenz, dafür werden alle anderen Frequenzen genauer abgebildet als bei den anderen beiden Simulationsmethoden, siehe Abb. 7.

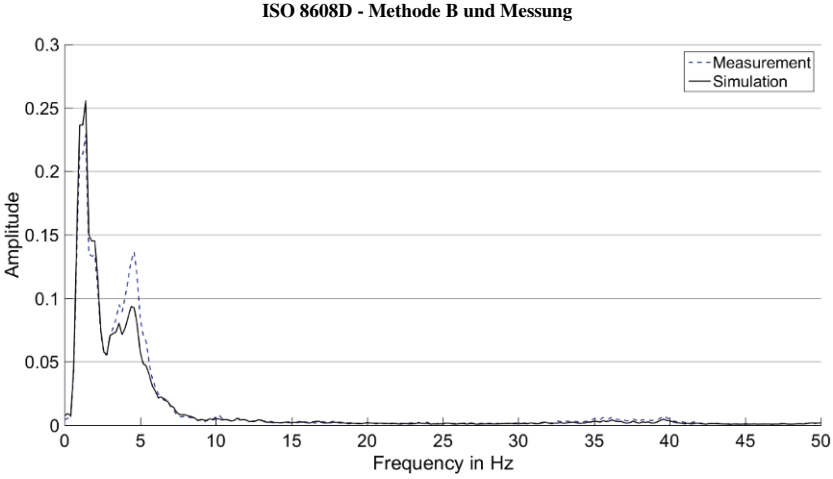


Abb. 7. Vergleich Simulation Methode B und Messung im Frequenzbereich

Methode C (Interfaceknoten-Anbindung) bildet die erste Eigenfrequenz am genauesten ab, allerdings sind die Amplituden bei allen höheren Frequenzen deutlich niedriger als bei Methode A und Methode B und weichen somit auch weiter von der Messung ab,

siehe Abb. 8. Wie bereits in Abschnitt 3.3 beschrieben, kann dies das Resultat aus der Modellierung durch RBE3-Elemente sein, welche das Gesamtsystem insgesamt weicher darstellen.

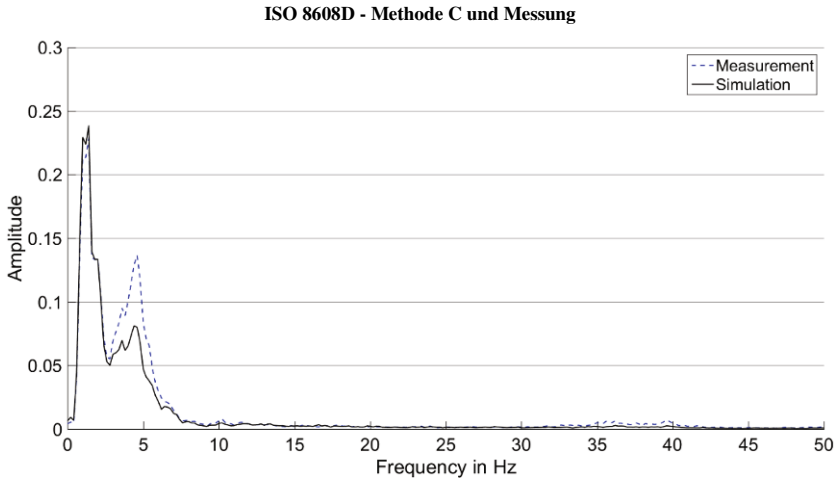


Abb. 8. Vergleich Simulation Methode C und Messung im Frequenzbereich

6.2 Vergleich der Ergebnisse der Schwingkomfortbewertung

Als abschließende Betrachtung werden die Simulationsergebnisse hinsichtlich ihrer Güte bei der Schwingkomfortbewertung miteinander verglichen. Hierzu wurden die Beschleunigungen entsprechend ISO 2631-1 für den sitzenden Menschen gewichtet und ein gleitender RMS-Wert gebildet. Während in der Norm für den gleitenden RMS-Wert eine Fensterbreite von 5 s empfohlen wird, wurde in dieser Untersuchung eine Fensterbreite von 2 s gewählt, um über die kurze Versuchszeit von 40 s eine ausreichende Anzahl von Messwerten zu erhalten.

Als erstes werden die Ergebnisse für das Streckenprofil ISO 8608 D betrachtet, siehe Abb. 9. Dieses Profil enthält die niedrigsten Amplituden und somit wird auch ein geringer Einfluss von Kontakt- und Materialformulierung erwartet. Dennoch lässt sich hier ein klarer Vorteil der aufwändigen Modellierungsmethode B erkennen, welche mit einer durchschnittlichen Abweichung von 12 % akzeptable Ergebnisse im Vergleich zu den gemessenen Komfortwerten produziert.

Die Modellierung mittels Ersatzsteifigkeit und -dämpfung (Methode A) und die aufwändigere Modellierung mittels Interface-Knoten und elastischen Körpern (Methode C) liefern mit 19 %, bzw. 21 % schlechtere Ergebnisse. Auffällig ist, dass Methode C annähernd gleiche Ergebnisse erzielt wie Methode A, auch wenn die der Komfortbewertung zugrundeliegenden Beschleunigungssignale unterschiedliche Frequenzanteile besitzen, wie bereits in Abschnitt 6.1 gezeigt wurde. Entgegen der Erwartungen ist die einfache Methode A sogar etwas näher an der Messung.

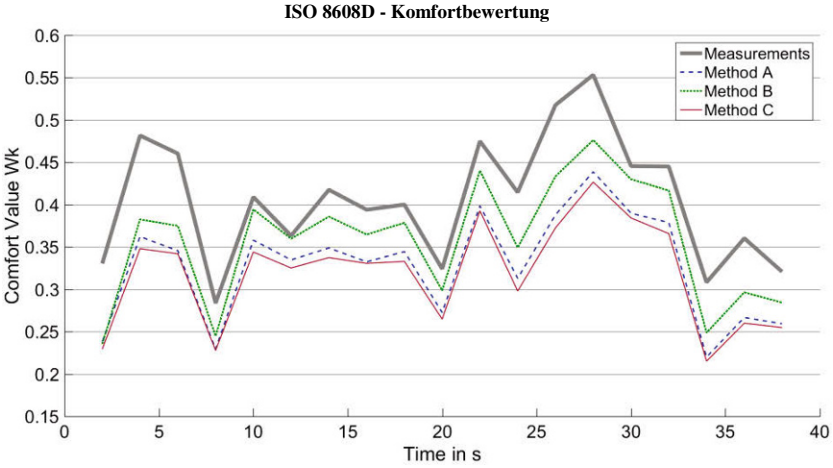


Abb. 9. Komfortbewertung Streckenprofil ISO 8608 D

Bei der Betrachtung des Streckenprofils ISO 8608 EF (Abb. 10) setzt sich der festgestellte Trend fort. Da es sich um ein relativ starkes Beschleunigungssignal an der Sitzoberfläche handelt, treten hier zwischen Sitz und Fahrer größere Kräfte auf, welche auch zu einem Abheben des Fahrers vom Sitz führen können. Aus diesem Grund haben Kontaktmodell und Elastizität bei diesem Profil einen größeren Einfluss auf die Simulationsergebnisse.

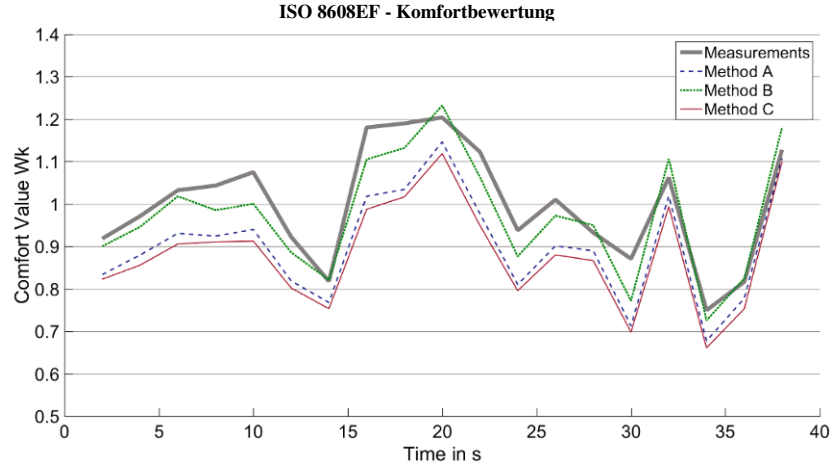


Abb. 10. Komfortbewertung Streckenprofil ISO 8608 EF

Der Vorteil des Kontaktmodells lässt sich in Abb. 10 beim Streckenprofil ISO 8608 EF deutlich erkennen. Die Ergebnisse von Simulationsmethode B weichen hier mit einem durchschnittlichen Fehler von 2,6 % nur in geringem Maße von der Messung ab, während bei Methode A eine Abweichung von 10 % festgestellt werden kann. Mit einem durchschnittlichen Fehler von 12 % liefert Methode C auch hier annähernd gleiche Ergebnisse wie Methode A.

Beim Belgischen Block lassen sich die gleichen Tendenzen feststellen wie bei den beiden standardisierten Streckenprofilen. Insgesamt wird der belgische Block von allen Methoden schlechter abgebildet. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass alle Methoden, wie in Abschnitt 6.1 gezeigt wurde, aufgrund der linear elastischen Modellierung bei höheren Frequenzen eine größere Abweichung besitzen. Die hier gewählten Linearisierungswerte eignen sich somit besser zur Darstellung der zuvor betrachteten standardisierten Streckensignale.

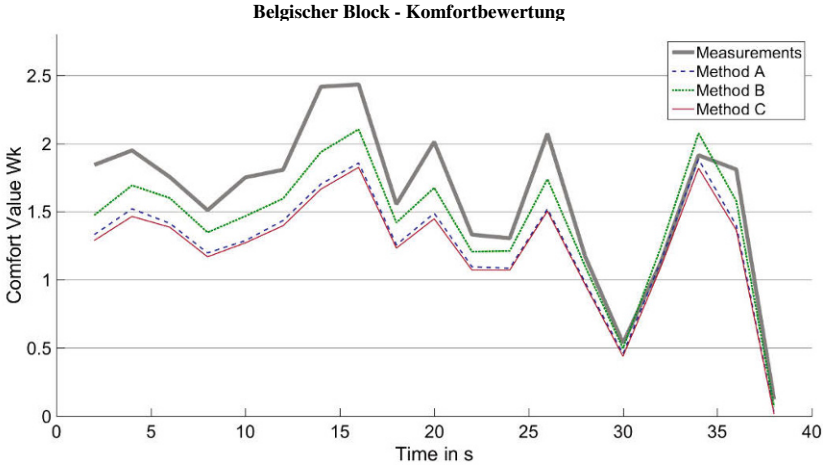


Abb. 11. Komfortbewertung Streckenprofil Belgischer Block

7 Fazit und Ausblick

Die im Rahmen dieses Beitrags untersuchten Simulationsmethoden wurden hinsichtlich ihrer Eignung zur Schwingkomfortbewertung untersucht. Die besten Ergebnisse wurden durch eine detaillierte Modellierung der Schnittstelle zwischen Sitz und Fahrer durch eine Kontaktformulierung zwischen zwei gemischt-statisch-modal reduzierten Körpern erzielt. Insbesondere bei höheren Amplituden lassen sich deutliche Vorteile dieser aufwändigen Modellierung erkennen. Ob diese Methode zum Einsatz kommt, muss allerdings je nach Anwendungsfall entschieden werden, da sowohl die Modellierung als auch die Berechnung deutlich zeit- und damit kostenintensiver sind als bei herkömmlichen Methoden.

Eine Verbesserung der Ergebnisse bei der Simulation mittels Interface-Knoten an den elastischen Körpern im Vergleich zur Simulation mit Ersatzsteifigkeiten und -dämpfungen lässt sich in dieser Untersuchung sich nicht erkennen. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass durch die Verwendung von RBE3-Elementen zusätzliche Elastizitäten eingebracht wurden, die das Systemverhalten beeinflussen. Diese Abweichung lässt sich möglicherweise durch eine verbesserte Anbindung der Interfaceknoten korrigieren. Aus diesem Grund und weil ihre Anwendung deutlich einfacher und günstiger ist als die aufwändige Methode B, sollte im Rahmen weiterer Arbeiten die genaue Umsetzung von Methode C im Detail untersucht werden.

Darüber hinaus sollten Möglichkeiten einer nichtlinearen Modellreduktion für die Sitz-Fahrer-Schnittstelle untersucht werden, da alle Methoden deutliche Abweichungen von der Messung aufweisen, welche auf die Linearisierung der Materialeigenschaften zurückzuführen sind.

Literatur

1. International Organization for Standardization: Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements. ISO 2631-1 (1997)
2. Europäisches Parlament: Der Rat der Europäischen Union: Richtlinie 2002/44/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 25. Juni 2002 über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Vibrationen). *Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften* (2002)
3. Verein Deutscher Ingenieure ev.: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. VDI-Richtlinie 2057 (2017)
4. Deutsches Institut für Normung: Mechanische Schwingungen – Laborverfahren zur Bewertung der Schwingungen von Fahrzeugsitzen – Teil 1: Grundlegende Anforderungen, DIN EN ISO 10326-1 (2015)
5. Tanh, C. Y.; Chan, W.; Tsui, C. P.. Finite element analysis of contact pressures between seat cushion and human buttock-thigh tissue. *Engineering*, 2. Jg., Nr. 09, S. 720 (2010)
6. Liu, C.; Qiu, Y.; Griffin, M. J.: Finite element modelling of human-seat interactions: vertical in-line and fore-and-aft cross-axis apparent mass when sitting on a rigid seat without backrest and exposed to vertical vibration. Ergonomics, 58. Jg., Nr. 7, S. 1207-1219 (2015)
7. International Organization for Standardization: Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data. ISO 8608 (1995)

Simulation-based dimensioning of highly diverse pneumatic commercial vehicle brake systems

Philipp Wagner[1], Edin Topcagic[1] and Oskar von Mosch[1]

[1] MAN Truck & Bus AG, Dachauer Str. 667, 80995 München

Abstract. Commercial vehicle manufacturers offer a wide variety of vehicle models at comparably low sales numbers. Vehicles can be individualized by chassis and drivetrain configurations, wheel bases, engines, gearboxes and cabin models. This leads to a vast variety of configurations for systems like the pneumatic brake circuit, which also has to be evaluated. The issue here is an appropriate dimensioning of the brake system to fulfil legal requirements as well as a modular functional architecture. For this purpose, a simulation environment is presented based upon a multibody simulation model with reduced complexity to cover the modular system of vehicle variants. This environment offers standardized vehicle simulation procedures. The brake components are described in an analytical way and are combined by controllable functional expressions within the vehicle model. Configuration and parametrization are carried out using a graphical user interface. The interface offers standardized functions including model configuration using database access, distributed calculation on a server cluster and automated result report generation. First results are presented.

Keywords: modular system, variants, simulation, brakes, pneumatics, commercial vehicles

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_33

Simulationsbasierte Auslegung von variantenreichen, pneumatischen Nutzfahrzeug-Bremssystemen

Philipp Wagner[1], Edin Topcagic[1] und Oskar von Mosch[1]

[1] MAN Truck & Bus AG, Dachauer Str. 667, 80995 München

Abstract. Im Nutzfahrzeugsegment stehen die Hersteller vor der Herausforderung, bei vergleichsweise geringer Stückzahl eine hohe Variantenvielfalt an Fahrzeugmodellen anzubieten. Dabei können die Fahrzeuggrundstrukturen über Achsformeln, Antriebsvarianten, Radstände, Überhänge und Fahrerhausvarianten individualisiert werden. Zusätzlich stehen unterschiedliche Federungs- und Dämpfungskonzepte zur Verfügung, sowie diverse Motor- und Getriebevarianten. Dies generiert für Teilsysteme wie z.B. die elektropneumatische Bremsanlage ebenfalls eine große Menge an möglichen Systemkonfigurationen, die wiederum zur Erfüllung der Bremsanforderungen bewertet werden müssen. Im Fokus stehen hierbei eine ausreichende Dimensionierung zur Erfüllung der gesetzlichen Anforderungen sowie die modulare Funktionsarchitektur. Im Folgenden wird eine Simulationsumgebung vorgestellt, die basierend auf einem in der Modellbildungstiefe reduzierten Mehrkörpersimulationsmodell die Abdeckung des Fahrzeugbaukastens und standardisierte Auslegungssimulationen ermöglicht. Die Bremskomponenten werden analytisch beschrieben und über steuerbare Funktionsausdrücke im Modell zu diversen Bremskonfigurationen kombiniert. Die Konfiguration und Parametrierung des Modells erfolgt über ein Graphical User Interface (GUI). Das GUI dient als Schnittstelle zum Anwender und stellt die standardisierten Funktionen der zu Grunde liegenden Berechnungsarchitektur zur Verfügung. Hierzu zählen datenbankbasierte Modellkonfiguration, verteilte Berechnung auf einem Server-Cluster und automatisierte Erstellung von Ergebnis-Reports. Erste Ergebnisse sind dargestellt.

Keywords: Baukasten, Varianten, Simulation, Bremsen, Pneumatik, Nutzfahrzeuge

1 Einleitung

Der Nutzfahrzeugmarkt zeichnet sich durch eine hohe Vielfalt von möglichen Einsatzszenarien und Fahrzeugkonfigurationen aus, um die unterschiedlichsten Transportaufgaben und Arbeitseinsätze zu bewältigen. Auf der konstruktiven Seite werden daher effiziente Baukastenansätze verfolgt. Die Entwicklungsarbeit im Nutzfahrzeugsektor ist folglich häufig geprägt von immer wiederkehrenden Systemauslegungen, die der großen Variantenvielfalt geschuldet sind. Für jede Variante sind nicht nur die gesetzli-

chen Anforderungen, sondern auch herstellereigene Qualitätsansprüche und Kundenerwartungen zu erfüllen. So sind zum Beispiel zur Homologation aller Fahrzeugtypen die Wendekreise und Heckausschermaße durch Versuche oder Berechnungen nachzuweisen [3]. Aufgrund der variantenreichen Chassis-Konfigurationen ist hierbei ein effizientes Vorgehen unerlässlich, das idealerweise simulationsbasiert ist.

Für die Auslegung der Bremsanlage gelten ähnliche Randbedingungen, wobei in diesem Fall neben dem Fahrwerk auch noch das Übertragungsverhalten der Bremse zu berücksichtigen ist [4]. Neben der Darstellung von Betriebs- und Feststellbremse werden auch Abbremsvorgänge mit den einzelnen Teilen der Bremsanlage, den sogenannten Bremskreisen, untersucht. Auf diese Weise können die einzelnen Rückfallebenen des Bremssystems bewertet werden. Ein Ansatz zur effizienten Variantensimulation von unterschiedlichen Fahrzeugen mit variablen Bremskonfigurationen wird im Folgenden vorgestellt. Dabei wird ein weitgehend parametrierbares Fahrzeugmodell in einer Mehrkörpersimulationsumgebung verwendet. Das Fahrzeugmodell wird mit einer auf analytischen Näherungsformeln basierenden Bremsanlage ausgestattet. Auch diese bildet durch entsprechende Parametrierung die unterschiedlichen Systemkonfigurationen verschiedener Nutzfahrzeugvarianten ab.

Die effiziente Parametrierung des Modells wird einerseits durch eine konfigurationsbasierte, dynamische Parameteradaption, andererseits durch eine Kopplung an eine sachnummernbasierte Parameterdatenbank erreicht. Die Simulationsumgebung erlaubt dem Anwender damit ein effizientes Vorgehen und eine komfortable Bedienung mit hoher Fehlertoleranz.

2 Modellbildung

Selbst für Fahrzeuge mit zwei Achsen ist ein Bremsvorgang nicht mehr einfach analytisch lösbar. Durch die dynamische Auflastung und nichtlineare Federungssysteme müssten entweder idealisierte Annahmen für den Verzögerungsvorgang getroffen werden, oder die Wechselwirkung von Bremskraftverteilung und Achslastverlagerung muss iterativ gelöst werden. Hierbei liegen relativ komplexe und wenig anschauliche Gleichungssysteme vor, deren Handhabung erhebliche Aufwände verursacht. Zur Abbildung von vereinfachten Bremsvorgängen auf glatter und ebener Fahrbahn wurde daher ein generisches Mehrkörpersimulationsmodell gewählt (Fig. 1). Damit werden physikalische Effekte wie Nicken sowie die Achslastveränderung beim Bremsen basierend auf der gegebenen Fahrwerksmechanik implizit abgebildet. Die Anschaulichkeit des Systemverhaltens ist dadurch jederzeit gegeben, und Ergebnisse können auf unterschiedlichste Weise dargestellt und nachvollzogen werden.

Im Folgenden wird auf die Modellbildung von Fahrzeugmodell und Bremskomponenten eingegangen.

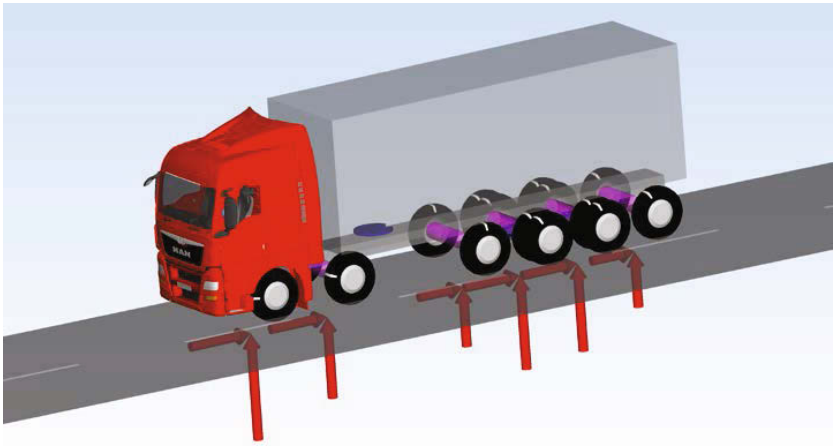


Fig. 1. Generisches Fahrzeugmodell zur Abbildung der Variantenvielfalt im Fahrzeugbaukasten

2.1 Gesamtfahrzeugmodell

Schwerpunkt der Modellbildung war die Abbildung nahezu aller Chassis-Varianten im Portfolio der MAN Truck & Bus AG (nachfolgend MAN), bis hin zu sechs Achsen. Die vorhandenen und universell einsetzbaren Mehrkörpermodelle von konkreten Nutzfahrzeugen bei MAN zeichnen sich üblicherweise durch eine hohe Detaillierung der modellierten Komponenten aus. Zur Klärung diverser fahrdynamischer Fragestellungen enthalten diese Modelle neben einer detaillierten Fahrwerksabbildung auch elastische Strukturen wie Rahmen, Achsen und Achsführungskomponenten. Solche Modelle lassen eine einfache Umparametrierung, beispielsweise auf andere Radstände, Achsformeln oder Achsführungskonzepte nicht zu. Hier wäre trotz baukastenorientierter Modellbildungsstrategie ein erheblicher Umbauaufwand zu betreiben. Maßgeblich trägt hier auch die elastische Modellierung des Rahmens bei, da bei anderen Radständen oder Achsformeln jeweils neue, individuell modalreduzierte Rahmenmodelle zu generieren und einzubinden wären. Da das erforderliche Fahrzeugmodell nicht universell einsetzbar sein muss, sondern ausschließlich für Bremsvorgänge verwendet werden soll, sind somit erhebliche Modellvereinfachungen möglich, die eine einfache Parametrierung der Fahrzeuggestalt erlauben. Für detaillierte Untersuchungen von komplexeren Vorgängen wie Bremsen in Kurven, auf µ-split oder mit ESP-Eingriffen stehen bei MAN üblicherweise HiL-basierte Methoden zur Verfügung [1, 6].

Das verwendete Fahrzeugmodell wurde in SIMPACK realisiert und stellt einen Kompromiss aus weitreichender Parametrierbarkeit für die unterschiedlichsten Fahrzeugvarianten und möglichst genauer Abbildung der einzelnen Fahrzeuge für den Spezialfall der symmetrischen Abbremsung dar. Für jede Hauptkomponente ist somit zu klären und nachzuweisen, welche Eigenschaften im Modell abgebildet sein müssen, um bei der Spezialisierung auf Abbremsvorgänge die relevanten Eigenschaften wiederzugeben.

Wie bereits beschrieben, führt eine elastische Modellierung des Rahmens zu erheblichen Schwierigkeiten in der praktischen Anwendung, da letztendlich die erforderlichen Parameter nicht einfach und schnell zugänglich sind, sondern nur über entsprechend zeitaufwändigen FE-Analysen das jeweils passende Rahmenmodell erstellt werden kann. Im Falle der symmetrischen Abbremsung werden die sonst für viele fahrdynamische Fragestellungen wichtigen Torsionseigenformen des Rahmens nicht angeregt, sondern allenfalls die Biegeeigenformen um die Querachse. Da hier der Rahmen aufgrund seiner Gestalt jedoch deutlich steifer ist, wurde auf eine elastische Modellierung des Rahmens verzichtet, was die Parametrierbarkeit erheblich vereinfacht.

Um die Achslastverlagerung bestmöglich abzubilden, ist dagegen die Darstellung der Federung von entscheidender Bedeutung. Abbildbar sind blatt- und luftgefederte Achsen, Liftachsen sowie Doppelachsaggregate. Während die vertikalen Eigenschaften von Blattfedern in guter Näherung durch einen Steifigkeitswert wiedergegeben werden können, ist für Luftfedern eine zumindest einfache thermodynamische Modellierung erforderlich. Die verwendete Software bietet Möglichkeiten zur Gestaltung von Luftfedern, die im Modell eingesetzt wurden. Aufgrund der kurzen Simulationsdauer werden die Luftfedern als adiabat betrachtet. Die benötigten Parameter wie Nennvolumen, kraftwirksame Fläche etc. sind vorhanden bzw. mit den entsprechenden Sachnummern verknüpft.

Da nur symmetrische Bremsvorgänge bei Geradeausfahrt betrachtet werden, wurde sowohl auf die Darstellung der Lenkung als auch der detaillierten Fahrwerkskinematik verzichtet. Die in der Realität meist gekrümmten Bahnkurven der Achsen beim Einfedern werden durch rein vertikale Translationen angenähert. Dies vermeidet die Modellierung und kontinuierliche Pflege einer Vielzahl von komplexen Achsmodellen.

Das Modell ist vollständig parametriert und kann damit im Erscheinungsbild und der Ausprägung der relevanten Eigenschaften über eine Parameterliste an die gewünschte Fahrzeugvariante angepasst werden.

Als Reifenmodell kommt TMeasy zum Einsatz [2]. Die Parameter werden sowohl aus vorhandenen Reifendateien als auch aus Messungen generiert. Zudem werden einzelne Parameter im Hinblick auf gesetzliche Vorgaben angepasst. Die ECE-R13 nennt für trockene Straße einen Kraftschlussbeiwert von etwa 0,8 [5], weshalb trotz vorliegender höherer Messwerte für die Längskraft-Schlupfkurven die Parametrierung begrenzt wird.

TMeasy berücksichtigt das degressive Verhalten des Kraftschlusspotentials, so dass derselbe Reifen unter höher Vertikallast einen geringeren Kraftschlussbeiwert und somit im Verhältnis geringere Längskräfte aufbaut als unter Nennlast. Umgekehrt führen sinkende Vertikallasten, wie z.B. durch entlastete Räder, zu ansteigenden Kraftschlussbeiwerten. Für eine beispielhafte Parametrierung ist dieses Verhalten an einem TMeasy in Fig. 2 gezeigt. Im linken Diagramm sind für drei unterschiedliche Vertikalbelastungen die jeweiligen Längskräfte über dem Schlupf dargestellt, im rechten Diagramm der dazugehörige Kraftschlussbeiwert. Somit wird im Fahrzeugmodell bei stark aufgelasteten Rädern (insbesondere an Vorderachsen) der Beitrag zur Gesamtbremswirkung reduziert, während entlastete Räder einen höheren Kraftschluss erzeugen können. Im

Hinblick auf den insgesamt geringen Beitrag zur Gesamtbremswirkung solcher entlasteten Räder ist die Zunahme des Kraftschlussbeiwertes über 0,8 von untergeordneter Bedeutung.

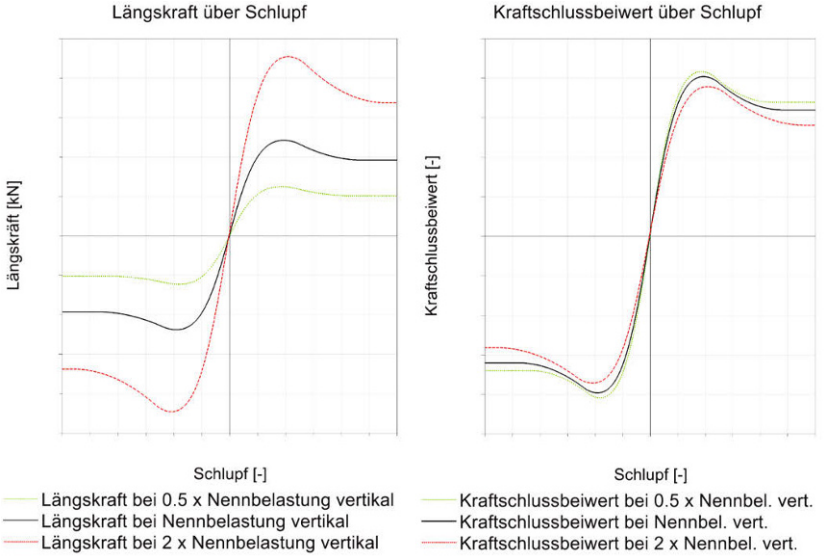


Fig. 2. Darstellung von Längskraft (linkes Diagramm) und Kraftschlussbeiwert (rechtes Diagramm) über dem Schlupf für einen beispielhaft parametrierten Reifen

2.2 Abbildung des Bremssystems

Für die beschriebene Berechnungsumgebung wird eine teilweise vereinfachte Abbildung der Bremsanlage benötigt. So wird keine detaillierte Simulation der Bremspneumatik erforderlich, da für weitergehende Fragestellungen wie oben erwähnt andere Simulationsumgebungen zur Verfügung stehen [1, 6]. Basierend auf Herstellerangaben der Bremskomponenten werden Formalismen im Mehrkörpersimulationsmodell so implementiert, dass mit Hilfe analytischer Formeln das Bremsmoment aus den Zylinderdrücken berechnet werden kann.

Die Bremsmechanik (Aufbau als Scheiben- oder Trommelbremse) sowie Bremszylinderkennlinien werden berücksichtigt. Basierend auf einer vorgegebenen Verzögerung generiert eine modellbasierte Bremsregelung eine Druckvorgabe, welche optional zur Vermeidung blockierender Räder schlupfabhängig reduziert werden kann. Trotz der relativ einfachen Modellierung ist eine Abbildung der Varianz des Bremsenbaukastens bezüglich Komponenten und Systemarchitektur möglich.

Eine Darstellung des Bremssystems ist in Fig. 3 gegeben, die einen groben Überblick ermöglicht. Im Block „Bremsvorgabe“ kann entweder eine Sollverzögerung eingestellt,

oder zu Validierungs- und Debuggingzwecken ein gemessener Bremsdruckverlauf eingelesen werden. In den häufigsten Fällen kommt ein Verzögerungsregler zum Einsatz, wobei vom Anwender eine Sollverzögerung vorgegeben wird, die in den meisten Fällen der maximalen Verzögerung entspricht.

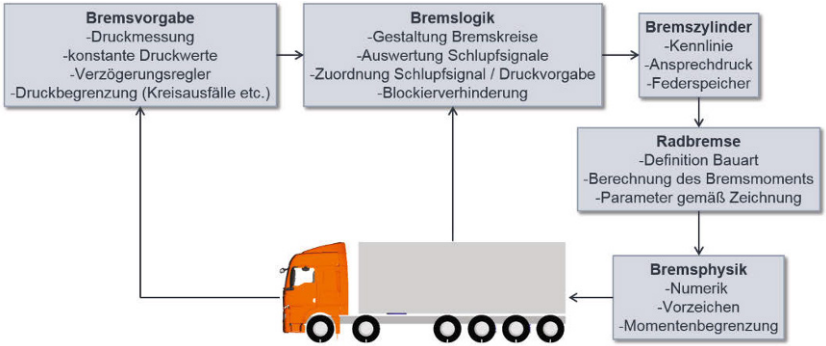


Fig. 3. Schema der modellierten Bremsanlage im Fahrzeugmodell (stark vereinfacht)

Diese wird mit der tatsächlichen Längsbeschleunigung (bzw. -verzögerung) des Fahrzeugmodells verglichen und vom Bremsregler in eine globale Bremsdruckvorgabe übersetzt. Zur Realisierung von Kreisausfällen oder möglichen konstanten Druckverhältnissen ist eine achsindividuelle Druckbegrenzung implementiert.

Der globale bzw. individuell korrigierte Druck wird im Block „Bremslogik“ weiterverarbeitet. Durch Zuordnung von Schlupfsignalen der Achsen an die entsprechenden Bremsen oder auch an die Bremsen anderer Achsen lassen sich nahezu beliebige Bremskonfigurationen darstellen. So können zum Beispiel Achsen, wie im realen Fahrzeug auch, gruppenweise geregelt werden. Schließlich enthält der Block noch eine Funktion, die ab Erreichen eines bestimmten Schlupfwertes den Bremsdruck achsindividuell oder gruppenweise (je nach Konfiguration) reduziert und somit ein Blockieren der Räder vermeidet.

Die auf diese Weise aufbereiteten Druckwerte gelangen in den Block „Bremszylinder“ und werden dort kennlinienbasiert in eine Zylinderkraft umgerechnet. Vorhandene Ansprechdrücke, die Reibung, Membranwiderstand etc. berücksichtigen, können ebenfalls parametriert werden. Ferner kann der Zylinder auf eine Federspeicherbremsfunktion umgeschaltet werden, wobei dann eine konstant vorgegebene Federkraft am Zylinder anliegt.

Die Zylinderkraft F_{Zyl} wird an die „Radbremse“ übergeben. In diesem Block wird die Bauart der Bremse (Scheiben- oder Trommelbremse) festgelegt, die Parametrierung durchgeführt und das Bremsmoment M_b berechnet.

$$M_b = \left(F_{Zyl} - F_0\right) * C^* * r_{mreib} * i_{ueb}$$

Dabei ist F_0 eine beispielsweise durch eine Rückstellfeder hervorgerufene Gegenkraft, C^*ein Parameter zur Beschreibung des Wirkungsgrads der Bremse sowie der Reibung zwischen Belag und Scheibe oder Trommel, r_{mreib} der mittlere Reibradius der Bremse und i_{ueb} das Übersetzungsverhältnis der Bremsmechanik, die meist eine Hebelübersetzung enthält.

Schließlich wird das Bremsmoment der Radbremse im Block „Bremsphysik“ an die Erfordernisse der numerischen Simulation angepasst. So wird hier sichergestellt, dass das Bremsmoment immer ein Vorzeichen entgegen der aktuellen Drehrichtung besitzt und nie in einen antreibenden Zustand gerät (Momentenbegrenzung auf physikalisch sinnvolle Werte). Ferner wird von einer radseitigen Betrachtung auf eine achsseitige Bremswirkung umgerechnet.

In den bisherigen Untersuchungen hat sich die Bremsanlage als robust und durch die getroffenen Vereinfachungen universell parametrierbar erwiesen.

3 Berechnungsarchitektur

Durch die Integration des physikalischen Mehrkörpermodells in die MAN-Berechnungsarchitektur können umfangreiche Berechnungsaufgaben effizient und zuverlässig bearbeitet werden. Die Simulationsmethoden und -modelle werden gekapselt und durch standardisierte Funktionalitäten „Nicht-Experten-Anwendern“ unternehmensweit zur Verfügung gestellt. Zu den Bestandteilen des Funktionsumfangs zählen Konfiguration, Berechnungsausführung und Ergebnisauswertung. Im Folgenden werden wesentliche Eigenschaften der Berechnungsumgebung beschrieben.

3.1 Datenbankanbindung

Die Konfiguration erfolgt auf Basis einer zentralen Datenbank-Schnittstelle, die die Modellparameter mit benötigten Komponentendaten verknüpft und ins Zielsystem exportiert. Das Export-Interface übernimmt dabei verschiedene Aufgaben. Neben Einheitenumrechnungen wird überprüft, ob die Datensätze alle für die jeweilige Anwendung erforderlichen Kennwerte und -felder enthalten. Ebenso werden veraltete Datensätze gekennzeichnet und falls nötig aktualisiert. Alle Applikationen im Simulationsframework greifen auf die gleiche Datenbasis zu, die allerdings dem Anwendungszweck entsprechend gefiltert sind. Im vorliegenden Beispiel zählen Radbremse, Bremszylinder und Fahrwerksfedern zu den wichtigsten Bauteilen. Die zur Simulation erforderlichen Komponenten werden anhand der gewählten Fahrzeugkonfiguration, wie beispielsweise der Achsformel oder Fahrgestellnummer, festgelegt. Trotz der Konfigurationsvielfalt sind nicht alle Kombinationen aus Fahrgestell und Bremssystem möglich. Die realisierbaren Varianten sind aus diesem Grund in einem Regelwerk festgehalten. Die Vollständigkeit und Validität der Modellparameter wird auf Basis der Regeln laufend überprüft und vermeidet Parametrierungsfehler. Der Datenbankzugriff ist an ein Rechtesystem geknüpft und gewährleistet die Sicherheit der Daten.

3.2 Benutzerschnittstelle

Der Zugang zum Simulationsmodell wird durch ein bei MAN entwickeltes benutzerfreundliches Graphical User Interface (GUI) dargestellt. Mit Hilfe der grafischen Schnittstelle sind die Benutzer in der Lage einen Großteil des Fahrzeugportfolios mit dem modularen Modell abzudecken (dargestellt in Fig. 4).

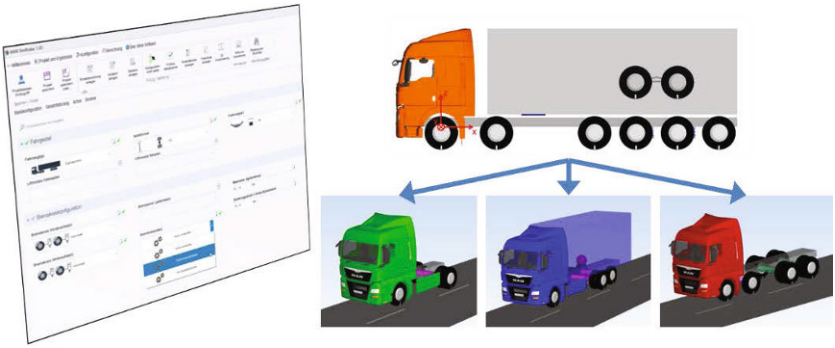


Fig. 4. Graphical User Interface (GUI, links) und konkrete Fahrzeugabbildungen basierend auf dem generischen Mehrkörpermodell (rechts)

Durch die Abstraktion der physikalischen und modellbildungstechnischen Zusammenhänge und Übertragung in eine Benutzeroberfläche wird die Anwendbarkeit auch in Bereichen ohne Simulationserfahrung gewährleistet. Im Mittelpunkt steht hierbei die zentralisierte Serverberechnung. Der Anwender plant rechenintensive Simulationen oder Variationen mit einer Vielzahl an Einzelberechnungen zeitlich ein und lagert diese aus. Die Auslastung des Client-Rechners wird reduziert und der Simulationsprozess effizienter gestaltet. Darüber hinaus können Simulationsmodelle ohne die vorherige Installation der erforderlichen CAE-Werkzeuge direkt genutzt werden. Nach abgeschlossener Berechnung können die generierten Ergebnisse vom Server angefordert werden. Dabei erhält der Anwender bereits einen für den jeweiligen Anwendungszweck angepassten Ergebnis-Report. Die Modellparameter werden zusammen mit den wichtigsten Resultaten (Bremskräfte, Fahrzeugverzögerung, etc.) dargestellt und können unmittelbar in einer Ergebnisdatenbank abgelegt werden. Die Ergebnisdatenbank dient neben der Archivierung von Rechen- und Messergebnissen auch zur Überprüfung von Modell- und Softwareupdates. Bei Softwareaktualisierungen werden bereits berechnete und/oder gemessene Fahrzeuge als Referenz herangezogen und dienen zur Plausibilisierung der neuen oder geänderten Funktionalitäten.
Dieser durchgängige Simulationsprozess innerhalb der Berechnungsarchitektur (siehe Fig. 5) unterstützt die virtuelle Produktentwicklung und steigert die Effizienz durch reduzierte Aufwände hinsichtlich Messungen und Prototypenaufbauten.

Fig. 5. Komponenten der Berechnungsarchitektur

4 Ergebnisse

Derzeit läuft eine Validierungsphase mit Messungen von mehreren Fahrzeugen. Hierbei werden die Fahrzeuge beladen und unbeladen unter definierten Bedingungen abgebremst. Dabei werden alle relevanten Bremsfälle dargestellt. Neben der Abbremsung mit allen Kreisen werden auch Abbremsungen nur mit Kreis 1 (Bremsen nur an den Vorderachsen aktiv), nur mit Kreis 2 (Bremsen nur an den Hinterachsen aktiv) sowie mit der Feststellbremse durchgeführt. Neben Beschleunigungen, Fahrgeschwindigkeit und einer Vielzahl von CAN-Signalen im Fahrzeug werden dabei auch Federwege und Bremsdrücke gemessen. Unter der Vielzahl der dabei entstehenden Diagramme werden hier einige wenige zur exemplarischen Darstellung gezeigt (Fig. 6).

Im Beispiel wird eine TGX Sattelzugmaschine betrachtet, die auf der Sattelkupplung ballastiert ist. Dargestellt ist der Vergleich zwischen Simulations- und Messergebnissen für eine Vollverzögerung mit allen Kreisen (Bremsen vorne und hinten aktiv). Dabei wurde dem Simulationsmodell die Fahrgeschwindigkeit des Messfahrzeugs zu Bremsbeginn aufgeprägt.

Im linken oberen Diagramm sind Fahrgeschwindigkeit von Modell und Messfahrzeug gegenübergestellt. Der weitgehend parallele Verlauf der Geschwindigkeits-Zeitverläufe zeigt vergleichbar ablaufende Bremsvorgänge. Dies bestätigt sich auch im Zeitverlauf der Verzögerungen (rechtes oberes Diagramm), die insbesondere während der Bremsphase eine gute Übereinstimmung zeigen.

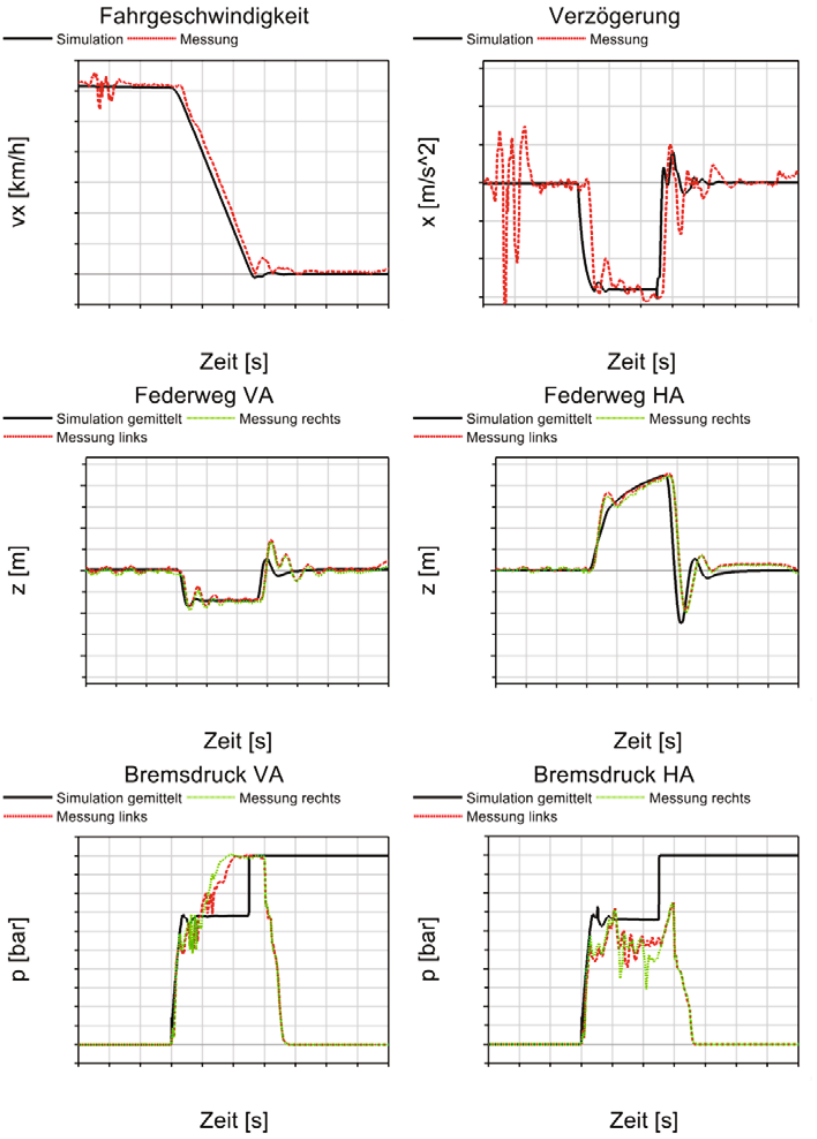


Fig. 6. Ergebnisse für eine TGX Sattelzugmaschine, beladen

Abweichungen zeigen sich im Anstieg der Verzögerungen zu Bremsbeginn, was auf die Unterschiede zwischen Fahrzeugbremssystem und vereinfachter Modellbremsrege-

lung zurückzuführen ist. Ohne Bedeutung für den Abgleich sind dagegen die Oszillationen des Messsignals vor Bremsbeginn, die auf Teststreckenbeschaffenheit und Fahrzustand des Fahrzeugs vor Beginn der beim Bremsen überfahrenen Strecke zurückzuführen sind.

Die Diagramme in der mittleren Zeile zeigen die Federwege von Modell und Messfahrzeug für Vorder- (links) und Hinterachse (rechts). Aufgrund der Modellsymmetrie wird im Modell nur ein gemeinsamer Federweg angegeben, während die Messung Signale für linke und rechte Räder bereitstellt. Die globale Übereinstellung ist ausgezeichnet, wobei das Modell aufgrund der idealen Fahrbahn ruhigere Signalverläufe als das Messfahrzeug zeigt. Dies ist auch bei den Verzögerungssignalen zu beobachten.

Schließlich sind in den Diagrammen der untersten Zeile die Bremsdrücke von Modell und Messfahrzeug an den vorderen (links) und hinteren (rechts) Achsen gezeigt. Wieder wird für das Modell ein gemeinsamer Druck dargestellt, der aufgrund der Modellsymmetrie auf beiden Seiten des Modells anliegt, während die Messung getrennte Drucksignale links und rechts bereitstellt. Hier zeigen sich größere Unterschiede zwischen Simulationsmodell und Messfahrzeug, was auf die verschiedenen Bremsalgorithmen im Messfahrzeug (Knorr EBS) und im Modell zurückzuführen ist. Die Bremsregelung im Fahrzeug ist wesentlich komplexer und von mehr Parametern abhängig als die im Fahrzeugmodell. Das reale Fahrzeug baut an der Vorderachse Bremsdrücke auf, die im Mittel höher liegen als im Modell und kontinuierlich ansteigen bis zum Stillstand. Der einfachere Fahrzeugregler steuert zu Bremsbeginn relativ schnell ein Druckniveau an, das sich während des weiteren Verlaufes nicht mehr wesentlich ändert. Nach dem Stillstand des Messfahrzeugs reduziert sich der Druck in den Bremsen (Loslassen des Bremspedals durch den Fahrer). Beim Simulationsmodell dagegen steuert der Bremsregler nach Stillstand aufgrund maximaler Regeldifferenz bei den Verzögerungswerten und fehlender möglicher Eingriffe der Blockierverhinderung (unterhalb einer Grenzgeschwindigkeit werden diese unterdrückt) den vollen Versorgungsdruck ein.

An der Hinterachse steuert das Modell dagegen im Mittel höhere Bremsdrücke ein. Hier sind beim Messfahrzeug leichte Regeleingriffe gegen beginnendes Blockieren zu erkennen. Die idealisierte Bremsregelung des Modells lässt hier höhere Drücke zu, eine Blockiertendenz der Hinterachse wird ebenfalls unterdrückt.

Insgesamt zeigen die ersten Ergebnisse eine positive Tendenz bezüglich des Modellverhaltens. Weitere Fahrzeuge wurden gemessen und befinden sich aktuell in der Abgleichsphase.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Ein Ansatz zur Modellierung von Fahrzeugvarianten zur Bremsauslegungsberechnung wurde vorgestellt. Der Ansatz basiert auf einem multivarianten Mehrkörpersimulationsmodell mit reduzierter Modellierungstiefe, bei dem ein Kompromiss aus einfacher Parametrierbarkeit und erreichbarer Detaillierung des Fahrzeugmodells angestrebt wurde. So wurde auf die Abbildung von Systemen wie Lenkung, Antriebsstrang und detaillierter Fahrwerkskinematik verzichtet. Dagegen stand eine möglichst genaue Ab-

bildung der Vertikaldynamik im Fokus. Zur Darstellung der Bremsen wurden analytische Formelzusammenhänge verwendet. Es können unterschiedliche Bremsenbauarten, -konfigurationen und unterschiedliche Bremssystemarchitekturen modelliert werden.

Dem Anwender in der Fachabteilung steht eine Parametrierungsumgebung zur Verfügung, für deren Bedienung keine Mehrkörpersimulationserfahrung erforderlich ist. Die relevanten Fahrzeug- und Bremsenparameter sind in einer gekoppelten Datenbank hinterlegt und über Bauteilsachnummern abrufbar. Nach der Zusammenstellung des Fahrzeugmodells und der gewünschten Szenarien wird eine serverbasierte Berechnung gestartet.

Die Ergebnisse werden in Form eines standardisierten Reports zusammengefasst. Zusätzlich können detaillierte Simulationsdaten ausgegeben und zur weiteren Analyse verwendet werden. Neben den Auslegungsberechnungen für unterschiedliche Fahrzeugvarianten und Bremssystemkonfigurationen können auch homologationsrelevante Berechnungen durchgeführt werden. Die Integration des modularen Modells in eine Berechnungsarchitektur mit vereinheitlichten Funktionen zur Parametrierung und automatisierte Berechnungsausführung unterstützt die Verbreitung der Simulationsmethoden und -prozesse unternehmensweit.

Literatur

1. Bauer, F. und Fleischhacker, J.: Hardware-in-the-Loop Simulation of Electro-Pneumatic Brake Systems. SAE Technical Paper 2015-01-2745, doi:10.4271/2015-01-2745 (2015).
2. Hirschberg, W., Rill, G., Weinfurter, H.: User-Appropriate Tyre-Modelling for Vehicle Dynamics in Standard and Limit Situations. Vehicle System Dynamics, Vol. 38, No. 2, pp. 103-125 (2002).
3. Litter, S.; Fleischhacker, J.; Ille, T.; Weinfurter, H.: Model Based Homologation Process with SIMPACK. SIMPACK User Meeting 2014, Augsburg (2014).
4. MAN Truck & Bus AG: Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik. Lehrbuch der MAN Academy. 4. Auflage, Kirschbaum, Bonn (2016).
5. N.N.: Regelung Nr. 13 der Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (UNECE) — Einheitliche Vorschriften für die Typgenehmigung von Fahrzeugen der Klassen M, N, und O hinsichtlich der Bremsen [2016/194]. http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29fdocstts.html, zuletzt abgerufen 21.07.2017.
6. Wagner, P., Bauer, F., Ille, T. und Kohrs, C.: Real-time simulation of braking interventions in heavy commercial vehicles. 6th International Munich Chassis Symposium (2015).

Optimised development process for prevention of chatter vibration in trailer disc brakes

Sebastian Koch[1], Nils Gräbner[1], Christoph Gemassmer[2] und Utz von Wagner[1]

[1] Technische Universität Berlin, Straße des 17. Juni 135, 10623 Berlin
[2] BPW Bergische Achsen KG, Ohlerhammer, 51674 Wiehl, Germany
koch@tu-berlin.de

Abstract. Several distinctive NVH phenomena can occur in commercial vehicle brakes. Commonly, they are distinguished by their excitation mechanism and frequency. One of these phenomena, but only marginally investigated, is a chatter or booming vibration in a frequency range between 100 Hz and 300 Hz for these brakes. The chatter is a self-excited vibration caused by the friction forces within the brake, which can occur during low driving speeds as well as low braking pressures.
Aim of the present study is the understanding of the chatter vibration and the development of countermeasures early in the development process of the new disk brake generation TS2 by the company BPW. For this purpose, the current BPW disk brake generation TSB is examined experimentally regarding this phenomenon and a multi body model is created based on the results. Vibration issues known from field in the past can be reproduced with the model and effective and ineffective countermeasures are comprehended. Based on this, a multi body model of the new brake generation TS2 is created and measures against chatter are investigated. Results from testing the TS2 verify the simulation outcome.

Keywords: chatter, low frequency, disk brake, multibody simulation, NVH

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_34

Optimierter Entwicklungsprozess zur Vermeidung von Rattern in Trailer-Scheibenbremsen

Sebastian Koch[1], Nils Gräbner[1], Christoph Gemassmer[2] und Utz von Wagner[1]

[1] Technische Universität Berlin, Straße des 17. Juni 135, 10623 Berlin
[2] BPW Bergische Achsen KG, Ohlerhammer, 51674 Wiehl, Deutschland
koch@tu-berlin.de

Abstract. Ein typisches Phänomen bei LKW Trailer-Achsen sind neben hochfrequenten auch niederfrequente Schwingungsphänomene, welche in Anlehnung an die Bezeichnungen bei Kfz-Scheibenbremsen abhängig von der Frequenz und Erscheinungsform z.B. als Quietschen, Muhen, Knarzen oder wie im vorliegenden Fall als Rattern bezeichnet werden [1, 2]. Ratterfrequenzen finden sich im Bereich von 100 Hz bis 300 Hz. Seinen Ursprung findet das Ratterphänomen in selbsterregten Schwingungen durch die Reibungskräfte der Bremse, welche sowohl bei niedrigen Geschwindigkeiten als auch niedrigen Bremsdrücken auftreten können.
Ziel der dargestellten Untersuchungen ist es, bei der neuen Scheibenbremsengeneration TS2 der Firma BPW bereits in einem frühen Stadium des Entwicklungsprozesses das Phänomen „Rattern" zu verstehen und Gegenmaßnahmen zu entwickeln. Zu diesem Zweck werden zunächst bei der aktuellen BPW-Scheibenbremsengeneration TSB experimentelle Untersuchungen zu diesem Phänomen durchgeführt und darauf basierend ein Modell als Mehrkörpersystem erstellt. An diesem Modell können in der Vergangenheit aufgetretene Feldprobleme und erprobte erfolgreiche wie auch nicht erfolgreiche Gegenmaßnahmen nachvollzogen werden. Schließlich wird auf der Basis dieses Modells ein Mehrkörpermodell für die neue Generation TS2 entwickelt und daran Maßnahmen zur Vermeidung von Rattern getestet. Die bisher erzielten Erkenntnisse in der Erprobung der TS2 bestätigen die Simulationsergebnisse.

Keywords: Rattern, niederfrequent, Scheibenbremsen, Mehrkörpersimulation, NVH

1 Einführung

Im Entwicklungsprozess der neuen Generation von Trailerscheibenbremsen der Firma BPW Bergische Achsen soll ein Rattern der Bremse unter allen Umständen unterbunden werden. Grundlage der dafür benötigten Untersuchungen bildet die aktuelle Bremsengeneration TSB, mithilfe derer das Schwingungsphänomen des Ratterns verstanden werden soll. Unter bestimmten Voraussetzungen, durch die Wahl geeigneter Systemparameter, kann die Bremse zum Rattern gebracht werden.

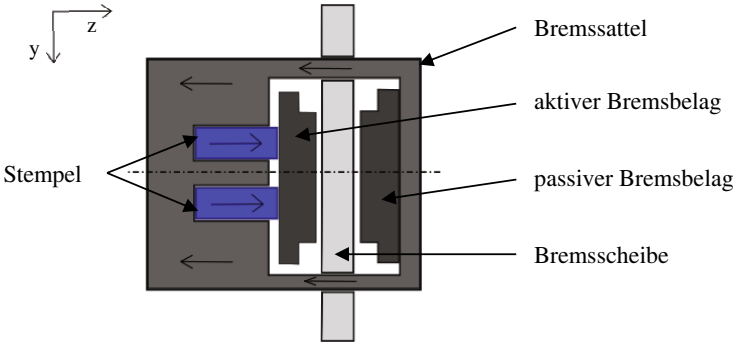


Abbildung 1. Prinzipskizze der TSB

Bei der TSB handelt es sich um eine druckluftbetriebene, rahmenlose Schwimmsattelbremse mit zwei Stempeln bzw. Bremskolben. Der innenliegende Bremsbelag wird durch den Bremsträger in Position gehalten und mithilfe der Stempel von innen gegen die Bremsscheibe gedrückt. Der außenliegende Bremsbelag sitzt fest im Bremssattel und wird durch das Schwimmsattelprinzip von außen an die Bremsscheibe gedrückt. Im Folgenden wird daher der innenliegende, stempelseitige Bremsbelag als „aktiver" Belag und der außenliegende entsprechend als „passiver" Belag bezeichnet (vgl. Abbildung 1).
An der TSB bereits erprobte Abhilfemaßnahmen bezüglich des Ratterns werden bei der Entwicklung der neuen Generation TS2 mit nur einem Stempel berücksichtigt. Basierend auf einem Modell der TSB wird ein Mehrkörpermodell der TS2 erstellt und validiert. Im Anschluss werden vorbeugende Gegenmaßnahmen simulativ getestet.

2 Experimentelle Untersuchungen

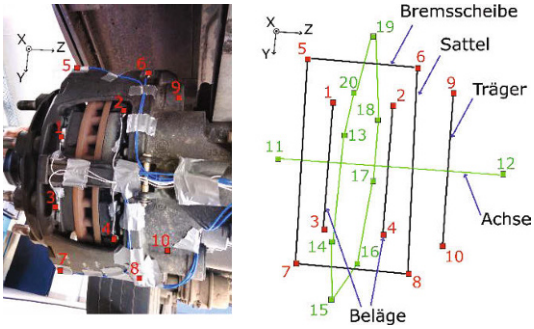


Abbildung 2. Positionierung von Beschleunigungssensoren (links) und Darstellung in Mess-Software (rechts)

Als Grundlage für die Modellbildung wird an einem Exemplar der aktuellen Serienbremse TSB eine Betriebsschwingformanalyse auf einem Rollenprüfstand durchgeführt, der die im Feld herrschenden Bedingungen weitestgehend abbildet. Schwingformen und Frequenzen von Bremsträger, Bremsbelägen und Bremssattel werden mit mehreren triachsialen Beschleunigungsaufnehmern sensiert.
Abbildung 2 zeigt den Messaufbau und die Platzierung der Sensoren. Die beim Rattern auftretende Schwingform ist durch zwei dominante Starrkörperrotationen des Sattels charakterisiert. Zum einen rotiert der Sattel um die in Abbildung 2 dargestellte x-Achse und zum anderen bewegt er sich zusammen mit dem Bremsträger in Umfangsrichtung der Bremsscheibe um die Längsachse des Achskörpers, welche in der Messung der z-Achse entspricht. Des Weiteren stellt sich heraus, dass kein ausgeprägtes Stick-Slip-Verhalten während des Ratterns zu beobachten ist. Als Konsequenz daraus werden in der Modellierung der Bremse Haft-Gleit-Übergänge nicht berücksichtigt.

3 Modellierung der TSB

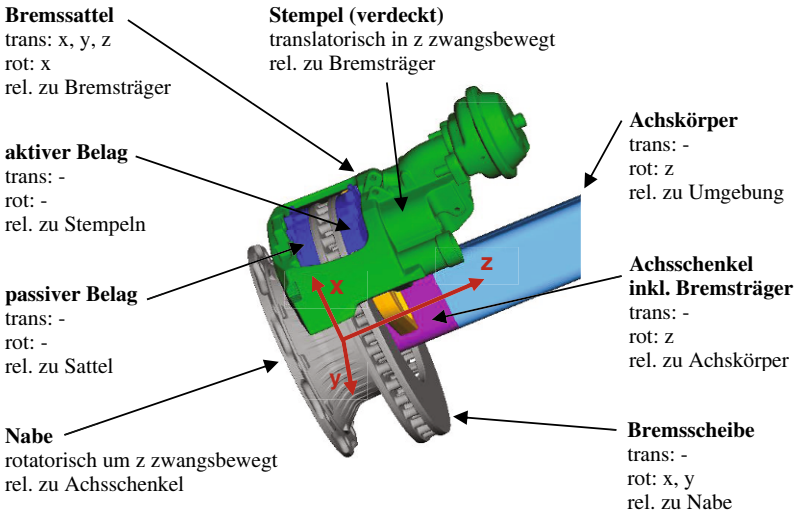


Abbildung 3. Mehrkörpermodell der TSB mit Angabe von Freiheitsgraden und Bezugskörpern
trans = translatorischer FHG entlang der genannten Achse(n)
rot = rotatorischer FHG um die genannte Achse(n)

Auf Basis der Betriebsschwingformanalyse wird unter Verwendung der Software SIMPACK ein Mehrkörpermodell der TSB mit acht Freiheitsgraden (FHG) erstellt (siehe Abbildung 3). Anknüpfend an Minimalmodelle für Bremsenquietschen [3, 4] wird die Bremsscheibe als taumelnder Starrkörper modelliert, welcher zusammen mit der Nabe mit konstanter Geschwindigkeit um die z-Achse rotiert. Alternativ wird die Scheibe auch als elastischer FE-Körper modelliert. Die beiden Modelle zeigen qualitativ ein gleiches Verhalten, sodass im Folgenden nur Ergebnisse für die Taumelscheibe gezeigt werden.
Geometrieinformationen sowie Massen und Trägheitstensoren der einzelnen Körper werden CAD-Daten entnommen. Die Simulation einer Bremsung wird mit betätigter Bremse, also aus einem vorgespannten Zustand, gestartet. Die Bestimmung benötigter Steifigkeitswerte wird im Folgenden erläutert.
Eine Rotationssteifigkeit zwischen den Achskörper und Achsschenkel dient als Ersatz der Torsionssteifigkeit des Achskörpers und wird durch FE-Berechnungen bestimmt.
Aus der Geometrie des Betätigungsmechanismusses des Bremssattels sowie des Bremszylinders wird der Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Stempelkraft hergeleitet, welcher für die Simulation als vorgespannte Bremse benötigt wird. Mit dem in [5] beschriebenen Prüfstand DCTR wird die dynamische Bremsbelagssteifigkeit in Abhängigkeit der Stempelkraft bestimmt.

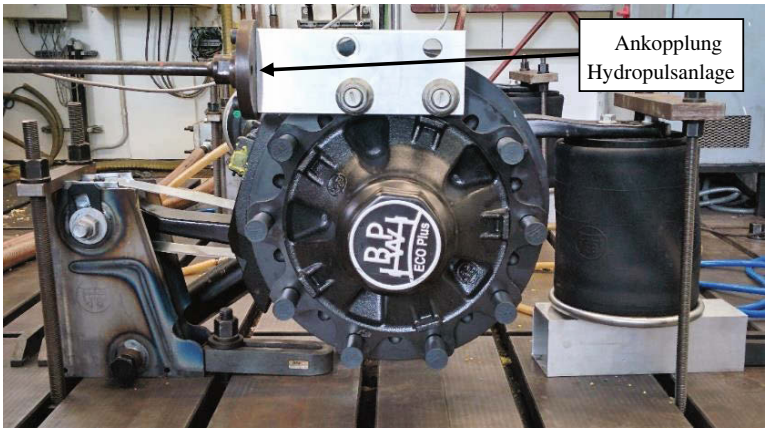


Abbildung 4. Gesamtansicht des Versuchstands für statische Messungen

In einem Versuchsaufbau mit der gesamten Achse werden die Steifigkeiten der Bremssattellagerung sowie die Kontaktsteifigkeit zwischen der Rückenplatte des aktiven Bremsbelags und des Bremsträgers bestimmt. Dies erfolgt quasi-statisch mit einer Hydropulsanlage (siehe Abbildung 4**Abbildung *1***). Die eingeleitete Kraft, die Absolutauslenkung am Krafteinleitungspunkt sowie die Relativbewegung zwischen Sattel und Achskörper in Umfangsrichtung werden dabei aufgezeichnet und ausgewertet (siehe Abbildung *5*).

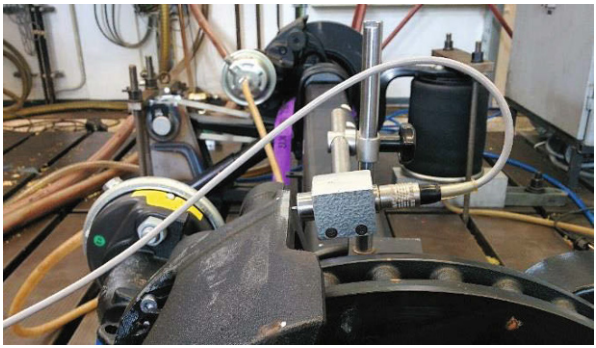


Abbildung 5. Detailansicht des Wegaufnehmers zur Bestimmung der Relativbewegung zwischen Sattel und Achskörper

In einem ersten Versuch wird die Steifigkeit der Sattellagerung bestimmt. Die Ersatzsteifigkeit der Lagerung im Modell wird mittels einer Nachbildung des Versuchsaufbaus in SIMPACK und durch Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse bestimmt. Abbildung 6 links zeigt das für die eingestellte Lagersteifigkeit korrespondierende Hystereseverhalten.
Wie bereits erwähnt ist der außenliegende, passive Bremsbelag fest im Bremssattel eingespannt. Der innere, aktive Belag muss sich mit dem Stempel relativ zum Sattel bewegen können und wird durch den Bremsträger in Position gehalten.
Die Kontaktsteifigkeit zwischen Rückenplatte des aktiven Belags und Bremsträger wird in einem zweiten Versuch bestimmt. Die entsprechende Steifigkeit im Mehrkörpermodell wird durch einen Vergleich der Hysteresekurven aus Messung und Simulation angepasst. Die zuvor ermittelte Lagersteifigkeit bleibt dabei unverändert (Abbildung 6 rechts).

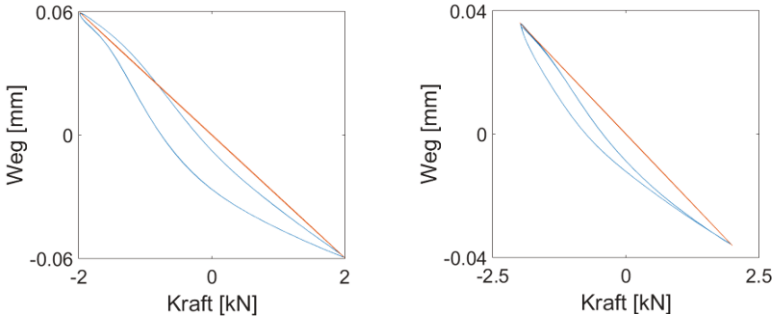


Abbildung 6. Messungen zur Ermittlung von Steifigkeitsparametern, links: Kraft-Weg-Kurve für Sattellagersteifigkeit, rechts: Kraft-Weg-Kurve für Kontaktsteifigkeit zwischen aktivem Bremsbelag und Bremsträger, blau: Ergebnis Hysterese aus Experiment, orange: Ergebnis für lineare Steifigkeit in Simulation

Die Rotationssteifigkeiten für die Taumelbewegung der Bremsscheibe sowie für die Sattellagerung werden so gewählt, dass die Ergebnisse der Simulation das Verhalten der Bremse auf dem Rollenprüfstand abbilden.
Dämpfung wird bei der Modellbildung vernachlässigt. Das Modell wird dadurch eher anfälliger für Instabilitäten und lässt damit eine konservative Abschätzung der Ratterneigung zu.

4 Simulationsergebnisse und Validierung

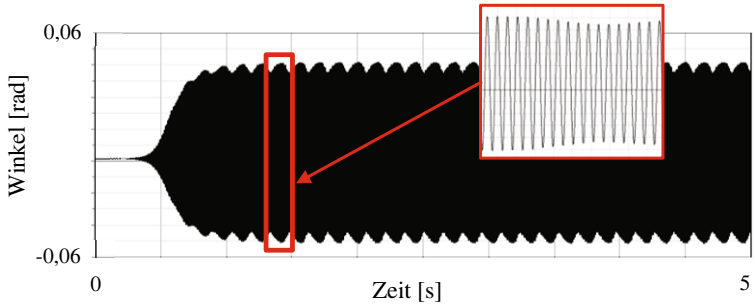


Abbildung 7. Stabiler Grenzzykel eines FHG des Bremssattels bei 187 Hz.

Das Mehrkörpermodell der TSB mit dem zuvor beschriebenen Parametersatz zeigt qualitativ die in der Betriebsschwingformanalyse beobachtete Schwingform und –frequenz des Ratterns und den Effekt der Selbsterregung exemplarisch an einer Winkelkoordinate des Bremssattels (Abbildung 7).
Zur Validierung des Modells werden bereits erprobte Maßnahmen im Modell nachgebildet und deren Einfluss auf das Stabilitätsverhalten untersucht. Die unterschiedlichen Maßnahmen lassen sich wie folgt unterscheiden.

4.1 Maßnahme 1 – Schrägstellung Bremsbelag

Der innere, aktive Bremsbelag wird leicht schräg positioniert, sodass er auslaufseitig stärker an die Reibfläche der Bremsscheibe gedrückt wird als einlaufseitig.
Die Schrägstellung des Bremsbelags kann bei der TSB mit zwei Stempeln einerseits durch ungleiche Druckstempellängen und andererseits durch einen schräg abgefrästen Bremsbelag erzielt werden. Die Wirksamkeit beider Maßnahmen wurde bereits experimentell bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt nachgewiesen. Beide Varianten zeigen bei Vorwärtsfahrt ein stabiles Verhalten. Bei Rückwärtsfahrt neigen sie allerdings zum Rattern. Die Modelle zeigen in der Simulation das gleiche Verhalten.

4.2 Maßnahme 2 – Schrägstellung Bremsträger

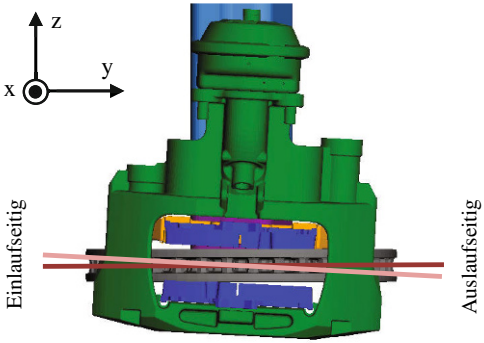


Abbildung 8. Veranschaulichung der Schrägstellung des Bremsträgers zur Bremsscheibe

Bei der Standardausführung der TSB ist der Bremsträger parallel zur Reibfläche der Bremsscheibe bzw. rechtwinklig zum Achskörper angeschweißt. In einem Feldversuch wurde der Bremsträger leicht schräg zur Bremsscheibe montiert (siehe Abbildung 8). Die so geänderte Bremse zeigt bei Vorwärtsfahrt eine sehr geringe und bei Rückwärtsfahrt eine stärkere Tendenz zum Rattern. In der Simulation wird die Maßnahme ebenfalls durch Verdrehung des Bremsträgers umgesetzt. Der im Modell eingestellte Winkel entspricht dem an der realen Bremse. Auch die Simulation zeigt das im Versuch beobachtete Verhalten.

4.3 Maßnahme 3 – Bremsbeläge mit unterschiedlichen Reibkoeffizienten

Die dritte Maßnahme besteht in der Verwendung von Bremsbelägen mit verändertem Reibwert. Dies hat im Versuch keinen maßgeblichen Einfluss auf das Rattern gezeigt. Diese Versuchsanordnung wird im Modell durch Variation des Reibkoeffizienten in der Simulation realisiert. Dazu wird die Simulation mit einem sehr geringen Reibkoeffizient von $\mu = 0{,}2$ und mit einem sehr hohen Reibkoeffizient von $\mu = 0{,}45$ wiederholt. Sowohl beim niedrigen als auch beim hohen Reibkoeffizienten kann keine signifikante Änderung der Ratterneigung nachgewiesen werden. Auch hier decken sich die Ergebnisse von Versuch und Simulation.

5 Modellierung der TS2

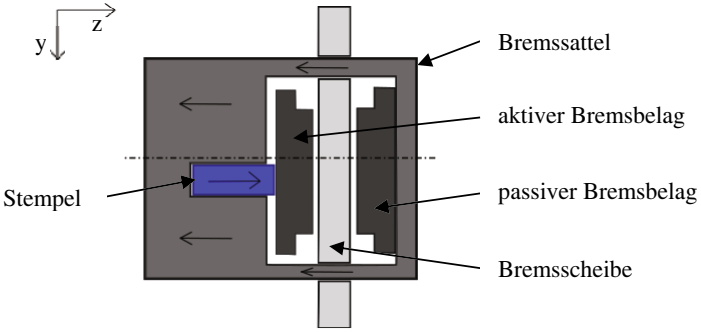


Abbildung 9. Prinzipskizze TS2

Die gewonnenen Erkenntnisse aus den Abhilfemaßnahmen werden in der Entwicklung der TS2 genutzt. Neben einer optimierten Geometrie gibt es zwei grundlegende Unterschiede zur TSB. Zum einen wird die TS2 im Ein-Stempel-Prinzip betrieben, wobei der Stempel nicht zentrisch auf den aktiven Bremsbelag drückt und so zu einer Druckpunktverschiebung führt, was dem Effekt aus Maßnahme 1 (siehe Abschnitt 4.1) entspricht (vgl. Abbildung 9). Zum anderen wird der Bremsträger entsprechend Maßnahme 2 (siehe Abschnitt 4.2) leicht verdreht.
Wie bei der TSB werden zwei Mehrkörpermodelle, je eins mit starrer und eins mit elastischer Bremsscheibe, erstellt. Die Festlegung der Freiheitsgrade entspricht ebenfalls bis auf den des aktiven Belags der des TSB-Modells. Zusätzlich erhält nun der aktive Belag einen rotatorischen FHG um die x-Achse. Alle weiteren Parameter bleiben bestehen. Hinzu kommt eine Drehsteifigkeit zwischen aktivem Belag und Stempel, die den Widerstand des Belages gegen das Kippen um den Stempelmittelpunkt berücksichtigen soll.

6 Ergebnisse des TS2-Modells und Einflussstudie

In der Simulation verhält sich das Modell der TS2 ohne Anwendung der zuvor erläuterten Maßnahmen zur Verminderung der Ratterneigung wie das der TSB. Mit den implementierten Maßnahmen weist die Simulation dagegen keine Instabilität auf. Der derzeitige Entwicklungsstand der TS2 zeigt in Feldversuchen mit Prototypen der Bremse ebenfalls keinerlei Neigung zum Rattern.
Im Weiteren wird die Robustheit der Neuentwicklung überprüft. Es wird eine Parameterstudie mit Variation fünf verschiedener Parameter durchgeführt um eventuelle Parametereinflüsse festzustellen. Als Anhaltspunkt, ob ein Parameter Einfluss auf das Ratterphänomen hat oder nicht, wird die Stabilität der trivialen Lösung der um die statische Ruhelage linearisierten Störungsgleichung betrachtet. Ausschlaggebend hierfür sind

die Realteile der Eigenwerte. Ein positiver Realteil bedeutet dabei, dass die triviale Lösung, also die Lösung bei derer das System in Ruhe ist, instabil ist. Dies führt zu einer Schwingung mit exponentiell wachsender Amplitude. In der Realität erreicht diese Lösung bedingt durch Nichtlinearitäten einen Grenzzykel, welcher dann dem Rattern entspricht.

6.1 Einfluss der Bremsträgerstellung

Wie in Abschnitt 4.2 beschrieben, hat die Schrägstellung des Bremsträgers einen wesentlichen Einfluss auf die Ratterneigung der TSB. Daher wird bei der TS2 der Bremsträger in einem Winkel größer 90° zum Achskörper montiert.

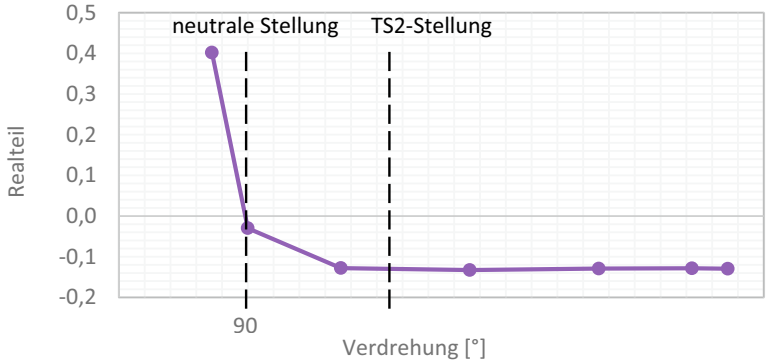


Abbildung 10. Einfluss Bremsträgerstellung bei der TS2 bei einem Bremsdruck von 0,75 bar und einem Reibwert von 0,37

Abbildung 10 zeigt das Simulationsergebnis bei unterschiedlichen Bremsträgerwinkeln. Aufgetragen ist der Realteil über dem Verdrehungswinkel. Die Winkel für eine neutrale Bremsträgerstellung und der TS2 sind markiert. Bei der neutralen Stellung liegt ein rechter Winkel zwischen Träger und Achskörper vor. Es zeigt sich, dass ein Winkel kleiner als 90° im Modell zu Rattern führt. Die aktuelle Konfiguration der TS2 kann auch leichte Winkeländerungen des Bremsträgers z. B. durch Fertigungstoleranzen kompensieren.

6.2 Einfluss der Stempelposition

Zweiter wesentlicher Parameter, welcher Einfluss auf das Rattern hat, ist die Positionierung des Druckstempels. Bei der TS2 wird dieser in Richtung der Auslaufseite des aktiven Bremsbelags verschoben. Die Lage des Stempels wird einmal bei neutraler Bremsträgerstellung und einmal bei schräg gestelltem Bremsträger (TS2-Stellung) variiert.

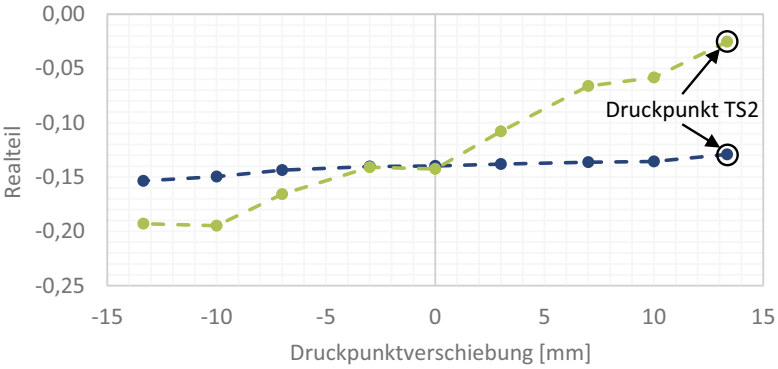


Abbildung 11. Einfluss der Positionierung des Druckstempels bei Simulation mit 0,75 bar Bremsdruck, Reibwert 0,37 sowie Bremsträger in neutraler (grün) und in TS2-Stellung (blau)

Die Simulationsergebnisse in Abbildung 11 zeigen, dass weder eine Verschiebung des Druckstempels in entgegengesetzter Richtung noch einer neutralen Bremsträgerstellung mit anschließender Verschiebung des Druckpunktes zu positiven Realteilen führen. Obwohl in dem untersuchten Parameterbereich keine positiven Realteile auftreten, ist bei neutraler Stellung für noch größere Druckstempelverschiebungen eine klare Tendenz hin zu höheren Realteilen zu erkennen.

6.3 Einfluss von Bremsdruck und Reibwert

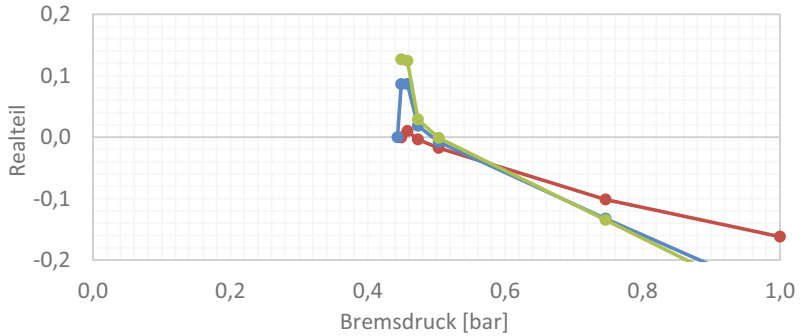


Abbildung 12. Einfluss des Bremsdrucks bei Reibwerten 0,2 (rot), 0,37 (blau), 0,45 (grün)

Abbildung 12 zeigt die Ergebnisse der Simulation für die Reibewerte 0,2, 0,37 und 0,45 bei variiertem Bremsdruck. Für alle drei simulierten Reibwerte haben die Eigenwerte bei einem Bremsdruck von kleiner 0,5 bar einen positiven Realteil. Zu beachten ist dabei jedoch, dass für sehr kleine Bremsdrücke verschiedene bei der Modellbildung getroffene Annahmen, z.B. Anliegen des Bremsbelags auf ganzer Fläche, nicht mehr zutreffen dürften.

6.4 Einfluss der Fahrtrichtung

Die TS2 ist primär für Vorwärtsfahrten ausgelegt. Es zeigte sich bereits, dass sich bei fast allen hier beschriebenen im Versuch erprobten Maßnahmen bei der TSB die Ratterneigung bei Vorwärtsfahrt verkleinert. Eine verstärkte Neigung zum Rattern ist bei Rückwärtsfahrt festzustellen.

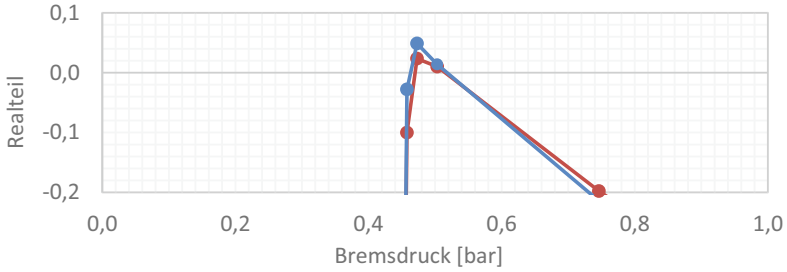


Abbildung 13. Simulationsergebnisse des TS2-Modells bei Vor- (rot) und Rückwärtsfahrt (blau) bei variiertem Bremsdruck

In Abbildung 13 wird ersichtlich, dass bei der TS2 keine eindeutige Tendenz des Einflusses von Vorwärts- und Rückwärtsfahrt wie bei der TSB festzustellen ist.

6.5 Einfluss der Drehsteifigkeit des aktiven Belages

Der letzte zu untersuchende Parameter ist die noch unbekannte Drehsteifigkeit des aktiven Belages bezüglich des Stempels, womit der wesentliche Systemunterschied zwischen TSB und TS2 abgebildet wird. Dieser Parameter konnte bislang noch nicht messtechnisch bestimmt werden und wird daher im Modell abgeschätzt. Für die Parameterstudie wird die Drehsteifigkeit im Bereich von 100 kNm/rad bis 100000 kNm/rad variiert um einen möglichst großen Bereich abzudecken. Die Simulation wird mit 0,5 bar und 1,0 bar Bremsdruck durchgeführt.

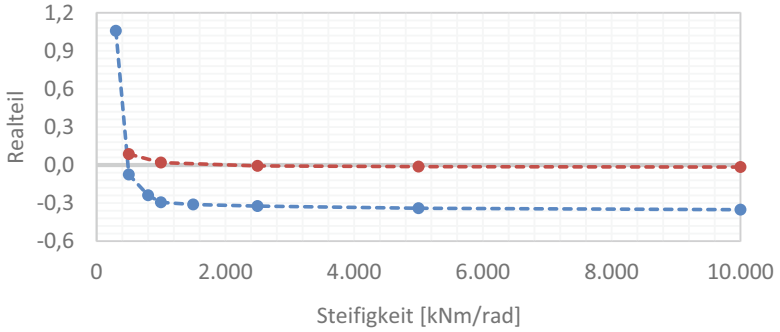


Abbildung 14. Variation der Drehsteifigkeit des aktiven Belags bei Bremsdrücken 0,5 bar (rot) und 1 bar (blau)

Die Simulationsergebnisse (siehe Abbildung 14) zeigen, dass mit einem größeren Bremsdruck (1 bar) bereits ab einer Drehsteifigkeit von 500 kNm/rad negative Realteile erreicht werden. Bei einem kleineren Bremsdruck von 0,5 bar werden diese erst ab einer Drehsteifigkeit von 2500 kNm/rad erreicht.
Der Stempel und die Rückenplatte des aktiven Bremsbelags werden konstruktiv so ausgeführt, dass das Widerstandsmoment gegen das Kippen bzw. Verdrehen des Bremsbelags möglichst groß ist.

7 Zusammenfassung

Die nichtkonservativen Kontaktkräfte führen bei Reibungsbremsen zu einer Vielzahl lästiger und penetrant auftretender Schwingungsphänomene, die oft nur schwer in Modellen abzubilden und im realen System abzustellen sind. Zu der Problematik trägt bei, dass diese Effekte im Entwicklungsprozess oft erst sehr spät betrachtet werden. Rattern ist ein solch unerwünschtes Schwingungsphänomen bei Scheibenbremsen, welches hier ausführlich betrachtet wird.
Ziel der vorgestellten Untersuchung ist es, bei der neuen Generation der BPW-Scheibenbremse TS2 bereits in einem frühen Stadium des Entwicklungsprozesses dieses Schwingungsphänomen zu verstehen und Gegenmaßnahmen zu entwickeln. Dafür wird zunächst ein Modell der aktuellen Scheibenbremsengeneration TSB entwickelt und validiert. Die dabei gemachten Erfahrungen werden auf ein Modell der TS2 übertragen womit simulativ Untersuchungen zur Schwingungsoptimierung durchgeführt werden. Zur Schwingungsberuhigung tragen dabei insbesondere Maßnahmen bei, die den entstehenden Momenten an den Bremsbelägen durch die Reibungskräfte entgegenwirken.
Aufgrund der Simulationsergebnisse wird erwartet, dass sich die TS2 mit den getroffenen Maßnahmen als qualitativ robuster gegen Rattern erweist als ihre Vorgänger.

Literaturverzeichnis

1. Kinkaid, N.M., O'Reilly, O.M., Papadopoulos, P.: Automotive disc brake squeal. Journal of Sound and Vibration, vol. 267, pp. 105–166 (2003).
2. Cantoni, C., Cesarini, R., Mastinu, G.: Brake comfort – a review. Journal Vehicle System Dynamics, vol. 47, pp. 901-947 (2009)
3. von Wagner, U., Hochlenert, D., Hagedorn, P.: Minimal models for disk brake squeal, Journal of Sound and Vibration, vol. 302, pp. 527-539 (2007).
4. Gräbner, N.: Analyse und Verbesserung der Simulationsmethode des Bremsenquietschens. Dissertation, TU Berlin (2016)
5. Hornig, S.: Development of Measurement and Identification Methods for Automotive Brake Lining Material Properties in NVH Relevant Loading Parameter Range. Doctoral Thesis, TU Berlin (2015)

How to ensure high quality results in commercial vehicle simulation.

Dr. Michael Hilgers

Daimler AG Stuttgart, HPC B209, 70546 Stuttgart, Germany
michael.hilgers@daimler.com

Abstract. The capabilities and the result quality of numerical simulation have improved continuously in the last years and will further continue to improve. Today for various vehicle properties CAE is already a core tool for an effective and efficient development process. Unlike in the 20th century simulation results are often no longer information in addition to traditional experimental results (tests), but represent the primary source for many decisions. Therefore, it is of major importance that CAE results are accurate and reliable.
The quality of the simulation result depends on the quality of input data and on the quality of the CAE process. Modeling quality, tool capabilities and of course the appropriate skills of the CAE-engineers contribute to good simulation processes and results. All contributing factors are constantly monitored. Continuous improvement is vital in order to ensure the best possible result quality in simulation. Measures to secure and increase the result quality in CAE are discussed in this article. Examples for quality work in CAE are presented.

Keywords: engineering, automotive, development, quality, simulation, calculation, CAE, process, optimization, commercial vehicle, Daimler

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_35

Was man so alles berechnen kann - Qualität in der Nutzfahrzeugberechnung

Dr. Michael Hilgers

Daimler AG Stuttgart, HPC B209, 70546 Stuttgart, Germany
michael.hilgers@daimler.com

Abstract. Die Aussagegüte der Simulation in der Nutzfahrzeugentwicklung hat in den letzten Jahren kontinuierlich zugenommen. Die Möglichkeiten der CAE-Methodik werden weiter steigen und sind für einen effektiven und effizienten Entwicklungsprozess bei vielen Fahrzeug-Eigenschaften mittlerweile unverzichtbar. Berechnungsergebnisse sind heute (anders als im 20sten Jahrhundert) häufig nicht mehr zusätzliche Erkenntnis zu Versuchsergebnissen, sondern stellen die Primärquelle für viele Entscheidungen dar. Daher ist es von großer Bedeutung, dass die Aussagegüte der Berechnung hoch ist.
Die Aussagegüte des Simulationsergebnisses hängt von der Qualität der Input-Daten und vom CAE-Prozess ab. Der Prozess ist geprägt von der Modellierungsgüte, den Fähigkeiten der eingesetzten Tools und natürlich von den passenden Mitarbeiterkompetenzen. Alle Einflussgrößen werden laufend begutachtet und wenn erforderlich verbessert, um die bestmögliche Aussagegüte in der Berechnung sicherzustellen.
Stellhebel, um die Qualität der Berechnung zu sichern und zu steigern, werden im vorliegenden Übersichtsbeitrag erläutert. Es finden sich Beispiele zur Umsetzung dieser Stellhebel aus verschiedenen Berechnungsdisziplinen.

Keywords: Technik, Automotive, Entwicklung, Qualität, Simulation, Berechnung, CAE, Prozess, Optimierung, Nutzfahrzeug, Daimler

1 Einführung und Übersicht

Nutzfahrzeuge sind für uns alle unverzichtbar. Sie bringen uns allen die Waren des täglichen Bedarfs. Nutzfahrzeuge sind technisch hoch anspruchsvolle Produkte [2 -10], die in einer extrem hohen Varianz für diese Aufgabe optimiert sind. Die Entwicklung von Nutzfahrzeugen erfordert einen elaborierten Entwicklungsprozess, der sich unter anderem der Berechnung bedient.

1.1 Quellen der Erkenntnis

Im Entwicklungsprozess gibt es drei Quellen der Erkenntnis:

– Die Erfahrung,

– die physikalische Erprobung
– und die Methoden der Berechnung (siehe Abbildung 1).

Erfahrung speist sich aus verschiedenen Quellen: Dazu gehört die Erfahrung, die man mit Vorgängerprodukten oder anderen Produkten aus dem eigenen Haus gesammelt hat. Erfahrung beinhaltet auch die sogenannte Felderfahrung: Die Informationen, die der Hersteller aus dem Werkstattnetz, Kundenbefragungen etc. erhält. Die Felderfahrung hat den großen Vorteil, dass sie sich aus einer großen Zahl von Probanden speist. Zum Erfahrungsschatz gehört die Fachexpertise der Mitarbeiter und auch das, was man gemeinhin unter dem gesunden Menschenverstand subsumiert. Der Transfer von Lösungen aus Nicht-Automobil-Produkten oder die Inspiration durch Lösungen aus Wettbewerbsprodukten gehören in diesem Sinne auch zum erfahrungsbasiertem Erkenntnisgewinn.

Der physische Versuch ist eine weitere wichtige Erkenntnisquelle. Wenn die Erfahrung (oder die Berechnung) eine Konstruktion/Lösung als „erprobungswürdig“ einstuft, kann man im Realversuch diese Lösung testen und beurteilen. Der Versuchsaufbau und die Versuchsdurchführung richtet sich nach der Fragestellung hinsichtlich derer man das Produkt bewerten will. Der Erkenntnisgewinn qua Erprobung setzt voraus, dass erprobungswürdige Teile zur Verfügung stehen, die geeignet sind (Werkstoff, Geometrie, Fertigungsverfahren) die gewünschte Fragestellung zu beantworten. Solche Prototypenteile sind häufig teuer, gerade in frühen Entwicklungsphasen, und die Herstellung dieser Prototypenteile führt oftmals zu erheblichen Wartezeiten im Entwicklungsprozess.

Die dritte Methode eine Konstruktion zu bewerten ist die Berechnung oder Simulation, oft auch als CAE bezeichnet (Computer Aided Engineering). Zahlreiche Eigenschaften lassen sich simulativ gut abbilden (siehe Abschnitt 2).

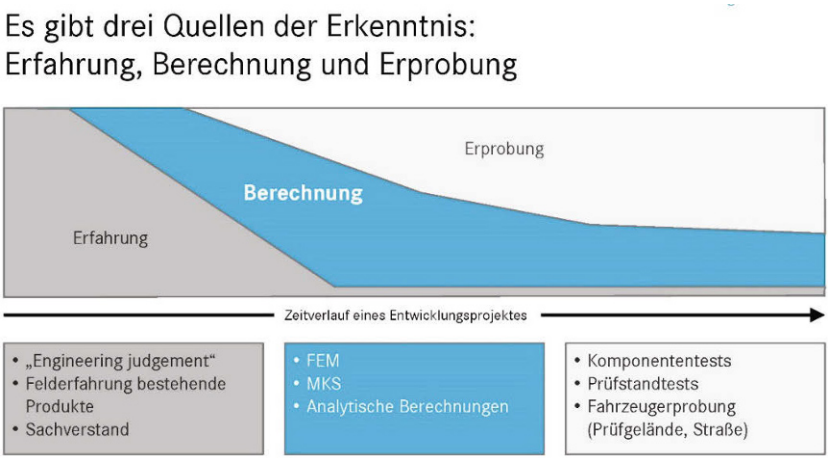


Abb. 1. Im Entwicklungsprozess gibt es drei Quellen der Erkenntnis: Erfahrung, Berechnung und Erprobung.

1.2 Berechnung

Abbildung 2 zeigt einige Fragestellungen, sogenannte „Funktionen“, die der Berechnung zugänglich sind.
Einige der Fragestellungen werden mit der Methode der Finiten Elemente (FE oder FEM) bearbeitetet. Bei der Finiten-Elemente-Methode wird das Grundgebiet in einfache Teilgebiete, sogenannte Elemente, zerlegt („diskretisiert“). Es gibt endlich viele („finite Anzahl“) Elemente, daher der Begriff Finite-Elemente-Methode. Es gibt verschiedene Diskretisierungsverfahren und so unterscheidet die Fachliteratur FEM, FDM (Finite-Difference), FVM (Finite-Volume) und andere. Wir benutzen in diesem Übersichtsartikel den Begriff FEM als Überbegriff für Verfahren die das physikalische Problem über eine räumliche Diskretisierung handhabbar machen. Beispiele für Fragestellungen, die mit Hilfe der FE-Methode bearbeitet werden, sind das Verhalten der Fahrzeugstruktur bei Crash oder die Betriebsfestigkeit.
Andere Fragestellungen wie Triebstrangschwingungen oder Fahrdynamik werden als MKS (Mehrkörpersimulation) behandelt.

Abb. 2. Verschiedene Eigenschaften des Fahrzeuges, bei deren Entwicklung die Berechnung etabliert Mehrwert liefert.

1.3 Nutzfahrzeugberechnung bei Daimler

Einige Anhaltspunkte, welcher Aufwand auch hardwareseitig in der Mercedes-Benz Nutzfahrzeugberechnung für einige der Berechnungsfunktionen getrieben wird, gibt die Abbildung 3. Die Werte sind als Anhaltspunkte zu verstehen. Es sind die „großen" Berechnungen in die Zählung aufgenommen worden. Auch Knotenzahl und Rechnungsdauer bezieht sich auf große Berechnungen. Daneben werden noch zahlreiche kleinere Rechnungen durchgeführt, die Detailfragen klären oder wie weiter unten erläutert zur Qualitätssicherung von Zwischenschritten dienen.
Betriebsfestigkeit, Crash und Aerodynamik verwenden Finite-Elemente-Methoden (FE) und haben daher einen vergleichbar hohen Rechenaufwand. Fahrdynamikrechnungen und 1d-Simulationen im Thermomanagement bedienen sich anderer Modellbildungs-Methoden, so dass Rechenzeit und erforderliche Rechenkapazität geringer ausfallen.

Typische Werte in der Nutzfahrzeugberechnung bei Daimler

Crash	Aerodynamik	Fahrdynamik	Thermomanagement		Betriebsfestigkeit Rohbau
			CFD	1d	
3000 Rechnungen im Jahr	1000 Rechnungen im Jahr	> 10.000 Rechn. im Jahr	1000 R. im Jahr	> 10.000 R. im Jahr	1500 Rechnungen im Jahr
Zeitschritt 5 µs	Transient: Zeitschritt 1 µs	1 ms	Instationär: 20 µs	1500 Iterationen	Transient, Zeitschritt: 2 ms
180 ms Dauer	Bis 25 s	20 s – 200 s Dauer	2 s -60 s Dauer	Quasistat. bis zu 30 Min.	5s – 100 s
6 -7 Mio. Knoten	80 bis 120 Mio. Zellen		70 bis 100 Mio. Zellen		6 -7 Mio Knoten
24 h Rechenzeit	Stationär: 12h Transient: 4 Tage bis zu 5 Wochen	~ 3 Min. Rechenzeit (nicht limitierend)	Bis zu 2 Wochen	~3 Min. (nicht limitierend)	Bis 3 Tage Rechenzeit
192 Kerne	240 Kerne	2 Kerne	240 Kerne	8 Kerne	24 Kerne

Abb. 3. Vergleichswerte einiger Berechnungsfunktionen bei Daimler in der Nutzfahrzeugberechnung

2 Was die Berechnung leistet

2.1 Die Berechnung trifft Aussagen von der Konzeptarbeit bis zur Detailoptimierung

Die Berechnung unterstützt den Entwicklungsprozess von der Konzeptphase bis zur Bewertung von Feldproblemen.

- In der Konzeptphase (frühe Phase des Entwicklungsprozesses) können in der virtuellen Welt verschiedene Konzepte verglichen werden. Die Bewertung hat eher qualitativen Charakter, d.h. es werden Aussagen darüber getroffen, welche Vor- und Nachteile Konzepte haben und wie die Rangfolge konkurrierende Konzepte bezüglich verschiedener Bewertungskriterien ist.
- In der Konstruktionsphase werden konstruierte Lösungen bewertet. Wenn die Konstruktion hinreichend detailliert ist, lassen sich problemlos quantitative Werte ermitteln.
- Bei der Interpretation von Versuchsergebnissen (oder Felderfahrungen) liefert die Berechnung wertvolle Hinweise.

2.2 Vorteile und Grenzen der Berechnung

Die digitale Bewertung von Konzepten und Konstruktionen hat zahlreiche Vorteile:

- Man kann Lösungen bewerten, auch wenn keine Hardware-Komponenten vorliegen. Dies ist insbesondere interessant, wenn der Aufbau von Hardware noch nicht erfolgt

ist (digitale Prototypen-Phase) oder die Erstellung von Prototypenteilen zeitaufwendig ist.
- Es lassen sich oftmals in kurzer Zeit viele Varianten bewerten: Ist das Grundmodell für die Berechnung erstellt, erzeugt die Bewertung zusätzlicher Varianten oftmals nur wenig Aufwand. Zum Beispiel erfordern Funktionseigenschaften wie Lagersteifigkeiten, Dämpferabstimmungen etc. in der physikalischen Erprobung ein neues Bauteil und einen Umbau des Erprobungsfahrzeuges bzw. des Prüfstandes. In der digitalen Welt lassen sich solche Varianten in Minutenschnelle realisieren.
- Die Durchführung der Evaluation und die Ergebnisse hängen nicht von äußeren Bedingungen ab, wie es im Versuch verschiedentlich vorkommen kann.
- Man erhält aus der Berechnung sehr viele Detailergebnisse. Beispiel: In der Aerodynamikentwicklung erhält man nicht nur den cw-Wert des Gesamtfahrzeuges, sondern den Winddruck auf jedes Flächensegment des Fahrzeuges. Eine vergleichbare Zahl von Werten lässt sich im Versuch nicht oder nur mit exorbitantem Aufwand ermitteln.

Natürlich hat die digitale Bewertung auch ihre Grenzen. Die Berechnung arbeitet mit Modellen. Auch wenn diese Modelle mittlerweile eine beeindruckende Qualität aufweisen, so bleiben es doch immer modellhafte, vereinfachte Abbildungen der realen Welt. Zugespitzt gesagt: **Alle Modelle sind falsch, einige sind nützlich** (siehe Abbildung 4).

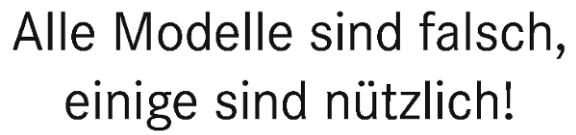


Abb. 4. Zugespitzter Merksatz um sich bewusst zu machen, dass man die Grenze der Modellbildung immer im Auge behalten muss.

Wichtig für den Berechnungsingenieur ist es, einschätzen zu können, in welchem Bereich ein Modell die Realität hinreichend gut abbildet und wo die Grenzen der Aussagefähigkeit erreicht sind. Einige Grenzen der Berechnung sind die folgenden:

- Im Berechnungsmodell wird die Zeichnungsgeometrie (CAD-Daten) angenommen. Diese weist aber immer eine Abweichung zum Realbauteil auf (Produktionstoleranzen). In vielen Situationen ist die Abweichung vernachlässigbar. Aber eben nicht immer. Bei kompliziert umgeformten Blechen mit engen Radien beispielsweise können kleine Abweichungen einen großen Unterschied zwischen Berechnungsaussage und realem Verhalten eines Bleches ausmachen. In der Aerodynamik können kleine

Abweichungen vom Zeichnungsstand (zum Beispiel Einbausituation von Dichtungen) nennenswerte Unterschiede erzeugen.

- Neben den geometrischen Daten (CAD) sind für die Simulation auch die Materialeigenschaften entscheidend (Ausnahme: Aerodynamik). Die Materialdaten sind aber häufig mit einer Unsicherheit behaftet. In dynamischen Entwicklungsprozessen kommt es auch vor, dass Materialien in Betracht gezogen werden, zu denen keine validierten Materialdaten vorliegen. In solchen Fällen kann ein Versuch schneller durchführbar und auch aussagekräftiger sein als eine detaillierte Simulation.
- Es gibt auch Fragestellungen, bei denen (selbst wenn die Daten vorliegen) eine experimentelle Bewertung um vieles schneller geht als eine Simulation. Typisches Beispiel hier ist die Polare der Luftwiderstandskraft in der Aerodynamik. In einem fortgeschrittenen Entwicklungsstadium (Prototypen liegen vor) dauert die Messung der Polare eines Fahrzeuges im Windkanal eine Stunde. Für die simulative Erstellung sind mehrere Rechnungen erforderlich, von denen jede einzelne mehrere Tage Rechenzeit verschlingt.
- Darüber hinaus gibt es in der Fahrzeugentwicklung relevante Fragestellungen, die der Simulation (heute noch) nicht zugänglich sind oder die noch mit einer sehr hohen Unsicherheit behaftet sind. Solche sind beispielsweise: Die Verschmutzung des Fahrzeuges, Fragestellungen aus dem Umfeld EMV (elektromagnetische Verträglichkeit) oder auch die Öffnungs- und Schließkräfte von Türen und Klappen. Ein großes Feld, auf dem rechnerische Aussagen heutzutage eher qualitativer Natur sind, sind Geräusch- und Komfortbewertungen.

2.3 Validierung der Berechnung durch den Versuch

Schließlich ist es erforderlich, dass die Simulationsergebnisse regelmäßig auf ihre Stichhaltigkeit hin überprüft werden. Dazu sind Realversuche erforderlich, die man mit den Berechnungsergebnissen vergleicht. In der Methode Berechnung werden zahlreiche „Zutaten“ verwendet, wie umfangreiche Inputdaten und komplexe Tools (siehe Abschnitt 3). Um sicherzustellen, dass das komplexe Gebäude der Berechnung korrekte Ergebnisse ausgibt, ist der Abgleich mit experimentellen Ergebnissen unerlässlich.

2.4 Beispiele aus der Berechnung

Es gibt zahlreiche Bereiche, in denen die Berechnung gute Ergebnisse erzielt. Größtenteils ist der moderne Entwicklungsprozess ohne massive Berechnungsunterstützung gar nicht mehr denkbar.
Simulationen zum Crashverhalten von Rohbaustrukturen können mit beeindruckender Präzision die Ergebnisse der Realcrashs vorhersagen. Die Verformungen des Materials,

Materialversagen und das Versagen der Fügetechnik sind bei hinreichend guter Modellierung gut berechenbar. Auch die Belastungswerte auf die „Insassen“ im Crashversuch können mit Hilfe von Dummy-Modellen gut vorhergesagt werden.

In Abbildung 4 ist als Beispiel der Vergleich zwischen Simulation und Realversuch eines Dacheindrücktests gezeigt: Dieser Test erfordert die korrekte Simulation von zahlreichen Bauteilen und die genaue Abbildung der Materialdaten. Die Übereinstimmung zwischen Versuch und Prognose aus der Berechnung ist gut. Insbesondere der zurückgelegte Weg bis zum maximalen Kraftniveau und das Maximalniveau werden beeindruckend gut getroffen.

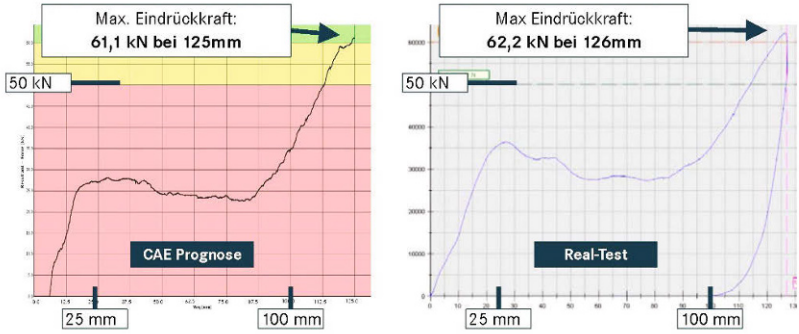


Abb. 5. Vergleich zwischen dem simulierten Kraftverlauf bei einem Dacheindrücktest (links) und dem tatsächlichen Kraftverlauf über der Wegstrecke in einem Versuch (rechts).

Auch das Strömungsverhalten von Gasen (Aerodynamik, Abgasstrahl) wird mit Hilfe der Finiten-Volumen-Methode genau berechnet. Insbesondere die Aerodynamikberechnung erfordert sehr präzise Eingangsdaten (siehe auch Abschnitt 3.3), da man in der Aerodynamikentwicklung „kleine“ Effekte sucht: Aerodynamische Verbesserungen verringern die Luftkraft, die am Gesamtfahrzeug angreift, oft nur um zehntel Prozente. Aber auch diese Zehntel sind für den Fahrzeugkäufer und damit den Fahrzeughersteller im Fernverkehr attraktiv: Als Daumenregel kann man sagen, dass 1% Verringerung des Luftwiederstandes ca. 0,3-0,4% Verringerung des Kraftstoffverbrauches bedeuten. Da die Kraftstoffkosten bei einem Fernverkehrs-Lkw bis zu 60.000 Euro im Jahr ausmachen, ist jedes Prozent an Verbrauchsverbesserung für den Kunden sehr attraktiv (siehe [7] für Details).

Neben der Bestimmung der Luftkraft kann die Berechnung (besser als die Messung im Windkanal oder auf der Straße) gut dazu genutzt werden, um zu verstehen, wo sich unerwünschte Luftwirbel oder Druckverhältnisse ergeben. Damit liefert die Berechnung in der Aerodynamikentwicklung wichtige Informationen, die zur weiteren Optimierung des Produktes führen. Abbildung 6 zeigt idealisierte Strömungslinien an einem Actros der aktuellen Generation. Die Farbe der Strömungslinien zeigt die Geschwindigkeit der Strömung an (alternativ lässt sich auch der Druck anzeigen, der ein komplementäres Bild bietet).

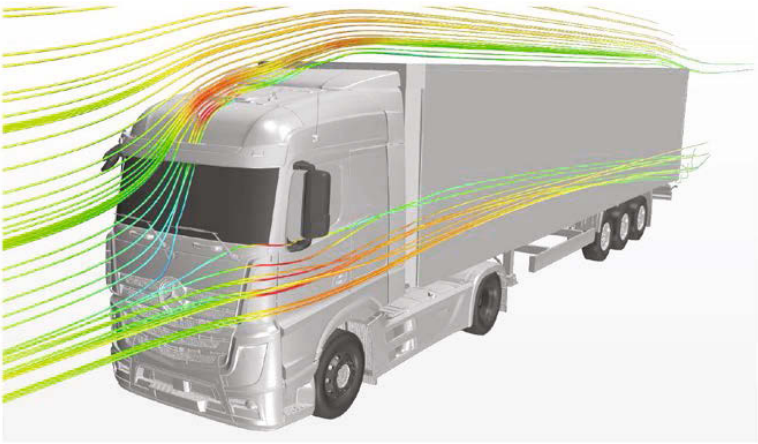


Abb. 6. Die aerodynamische Güte eines Fahrzeuges kann in der Berechnung sehr gut bewertet werden. Die Aerodynamikberechnung erfordert sehr präzise Eingangsdaten, da man kleine Effekte sucht. Im Bild sind Strömungslinien an einem Mercedes-Benz Actros 2016 gezeigt.

Mit MKS-Methoden können Aussagen zum Beispiel zum Fahrverhalten eines Fahrzeuges gut vorhergesagt werden. Auch kann man echtzeitfähige MKS-Modelle nutzen, um im Fahrsimulator das Fahrverhalten von Fahrwerkvarianten, die es bislang nur im Computer gibt, auch subjektiv durch Probanden bewerten zu lassen – siehe Abbildung 7.

Abb. 7. Fahrdynamikuntersuchungen können simulativ mit MKS Modellen durchgeführt werden. Echtzeitfähige (reduzierte) Modelle werden zur Bewertung am Fahrsimulator verwendet.

3 Qualität in der Berechnung

3.1 Was ist Qualität?

Nach DIN EN ISO 9000 [1] wird „die Qualität der Produkte und Dienstleistungen einer Organisation […] durch die Fähigkeit bestimmt, Kunden zufrieden zu stellen […]“

Das Produkt der Berechnung ist die Berechnungsaussage. Der Kunde der Berechnung ist der Konstruktionsbereich, der durch die Berechnungsaussagen eine Bewertung des aktuellen Konstruktionsstandes erhält und Verbesserungsbedarfe und Stellhebel zur Verbesserung des Produktes aufgezeigt bekommt. Ein möglicher zweiter Kunde der Berechnungsaussagen ist das Management, das einen Überblick über die momentane Reife des Entwicklungsprojektes erhält.

Der Kunde der Berechnung erwartet vor allem zwei Dinge: Zielgenaue Aussagen und in der Regel schnelle Antwortzeiten.

3.2 Welche Aussagegüte kann man erreichen?

Die Güte, mit der die Berechnung Aussagen treffen kann, ist in vielen Berechnungsdisziplinen erstaunlich hoch. Abbildungen 8 und 9 zeigen Beispiele aus dem Umfeld MKS und aus dem Umfeld Finite Elemente.

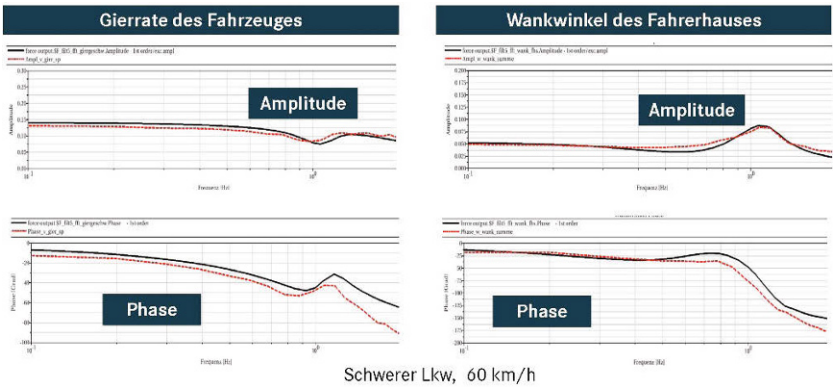


Abb. 8. Vergleich zwischen Versuchsergebnis und Simulationsergebnis für einfache Größen in der Fahrdynamik (rot: Versuch; schwarz: Rechnung)

Teilweise können Versuchsergebnis und Berechnungsresultat „bis auf Strichstärke“ übereinstimmen. Diese Übereinstimmung ist aber in vielen Fällen eine Scheingenauigkeit: Führt man den gleichen Versuch mehrfach durch, so ergibt sich in vielen Fragestellungen (NICHT IN ALLEN!) eine erhebliche Versuchsstreuung. Dafür gibt es verschiedene Gründe:

- Materialeigenschaften streuen,
- die Bauteileigenschaften aufgrund des Umformprozesse (Eigenspannungen) können bei jedem Bauteil andere sein,
- die Geometrie der Bauteile weist Produktionstoleranzen auf,
- die Versuchsdurchführung ist nur bedingt reproduzierbar,

um nur einige zu nennen. Die Berechnung muss sich aber für einen definierten Satz von physikalischen Inputgrößen entscheiden. Durch Variationsrechnungen kann man einen Korridor abschätzen, in dem sich das reale Geschehen im Versuch (bzw. beim Kunden) abspielen wird. Liegt das Versuchsergebnis in diesem Korridor, ist die Berechnung „gut“. Eine höhere Genauigkeit ist nicht zu erwarten und muss als „Zufall“ gewertet werden.

Beim FMVSS 226 werden am stehenden Fahrzeug von innen (!) Impaktortests auf die seitlichen Fensteröffnungen durchgeführ

	Head displacement, mm		Abweichung mm
Head position	Test	Simulation	
B1	89,4	83,7	5,4
B2	88,4	91,6	3,2
B3	83,6	80,5	3,1
B4	108,1	112,6	4,5
B4 (-200 mm X)	102,4	102,7	0,3

Dargestellt sind die Verformungen beim FMVSS 226-Test an einem Prototypen-Entwicklungsstand einer Transporter-Schiebetür

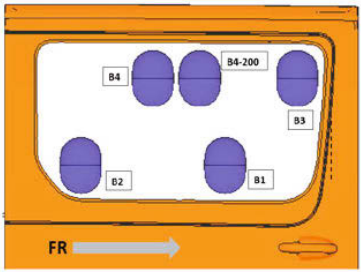


Abb. 9. Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Verschiebungen bei einem FMVSS226-Test. Die Übereinstimmung ist gut.

3.3 Die Güte der Berechnungsaussage wird von mehreren Faktoren beeinflusst.

Die Güte der Berechnungsaussage hängt von mehreren Beiträgen ab, nämlich präzisen Eingangsdaten, leistungsfähigen Berechnungstools, einem stringenten Prozess und Mitarbeitern, die die Tools und Prozesse beherrschen und das erforderliche Fachwissen aufweisen (siehe Abbildung 10). Diese Einflussgrößen sind verallgemeinerbar für viele Fragen zur Qualität; Qualität wird allgemein vom Rohmaterial (hier die Eingangsdaten), geeigneten Prozessen und Werkzeugen und qualifizierten Menschen bestimmt.

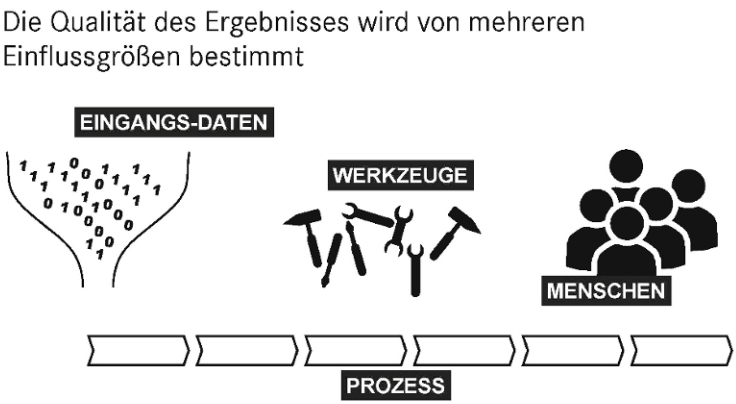


Abb. 10. Hochwertige Eingangsdaten, geeignete Werkzeuge, klare Prozesse sowie qualifizierte Experten sorgen für eine hohe Aussagegüte der Berechnung.

Eingangsdaten
Hochwertige Berechnungsaussagen erfordern, dass die Input-Daten entsprechend genau sind. Die erforderlichen Eingangsdaten sind je nach Berechnungsdisziplin naturgemäß andere.
Um die Qualität der Inputdaten zu gewährleisten und fehlerhafte Daten früh zu erkennen, werden die Eingangsdaten geprüft. Verschiedene Prüfschritte für geometrische Daten können sein:

- Visuelle Prüfung auf Vollständigkeit
- Technisch prozessuale Vollständigkeitsprüfung (sind zum Beispiel allen Bauteilen Materialdaten zu geordnet)
- Sind die Bauteile durchdringungsfrei dokumentiert (wichtig für Crash-Berechnungen)?
- Plausibilität von Schweißpunkten: Weist jeder Schweißpunkt mindestens zwei Verbindungspartner auf? Sind diese Verbindungspartner vorhanden?
- Ergibt eine Eigenfrequenzberechnung für einen Rohbau plausible Werte? Unplausible Werte können Hinweise auf fehlerhaft dokumentierte oder fehlende Verbindungstechnik sein.
- Gibt es (ähnliche) Vorgängermodelle, so kann man über den Vergleich von altem und neuem Modell weitere Plausibilisierungen durchführen: Sind Materialen ähnlich gewählt, ist die Zahl der Teile / Schweißpunkte ähnlich gewählt, ergibt sich ein ähnliches Gewicht etc.?

Bei Funktionsdaten (zum Beispiel Kennlinien von Elastomeren, Dämpfern, Federelementen etc.) besteht die Plausibilisierung vor allem aus dem Vergleich mit Daten der Vergangenheit: Liegen die in den Konstruktionsunterlagen angegebenen Werte im erwarteten Wertebereich?

Die verschiedenen Prüfschritte können unterschiedlich stark automatisiert sein bzw. händische /visuelle Arbeit erfordern. Fehlerhafte Daten werden an die geometrieerzeugenden Kollegen gemeldet und sinnvoller Weise in den CAD-Daten korrigiert.

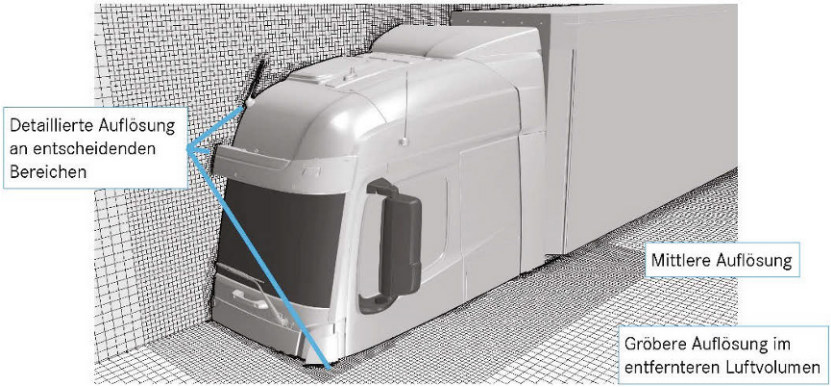


Abb. 11. Vernetzung des Luftvolumens um einen Lkw: In aerodynamisch besonders relevanten Bereichen wird ein feines Netz gewählt. In anderen Bereichen kann das Netz gröber gewählt werden, um die Zahl der Zellen und den numerischen Aufwand zu reduzieren.

Werkzeuge

Es gibt für die verschiedenen Fragestellungen in der CAE-Welt (siehe Abbildung 2) spezialisierte Werkzeuge. Es ist in der Industrie für CAE-Software der Trend unverkennbar mächtige Softwarepakete anzubieten, die verschiedene Fragestellungen gleichermaßen bewerten können. Aber bis auf Weiteres ist es für state-of-the-art Berechnungsaussagen erforderlich Werkzeuge einzusetzen, die maßgeschneidert für die jeweilige Berechnungsdisziplin sind.

Als Beispiel zeigt Abbildung 11 die Vernetzung des Luftvolumens um einen Lkw herum. Diese Vernetzung erfolgt weitestgehend automatisiert und ist für die Verwendung in der Aerodynamik-Berechnung optimiert. Fragestellungen im Umfeld Crash oder Betriebsfestigkeit erfordern völlig andere Vernetzungsregeln.

Prozess

Die einzelnen Arbeitsschritte werden in geeigneter Weise nacheinander ausgeführt, um die Berechnungsergebnisse zu erhalten. Die folgende Abbildung 12 zeigt einen generischen Entwicklungsprozess. Im unteren Teil der Abbildung ist an den Beispielen Crash- und Fahrdynamik-Berechnung illustriert, was mit dem jeweiligen Prozessschritt gemeint ist. Der hier gezeigte Prozess ist natürlich stark vereinfacht. Der reale Prozess

MUSS Optimierungsschleifen enthalten: Auf dem Weg durch den Berechnungsprozess werden Erkenntnisse gewonnen und Entscheidungen nötig, die einen Feedback-Loop zu einem früheren Prozessschritt notwendig machen.

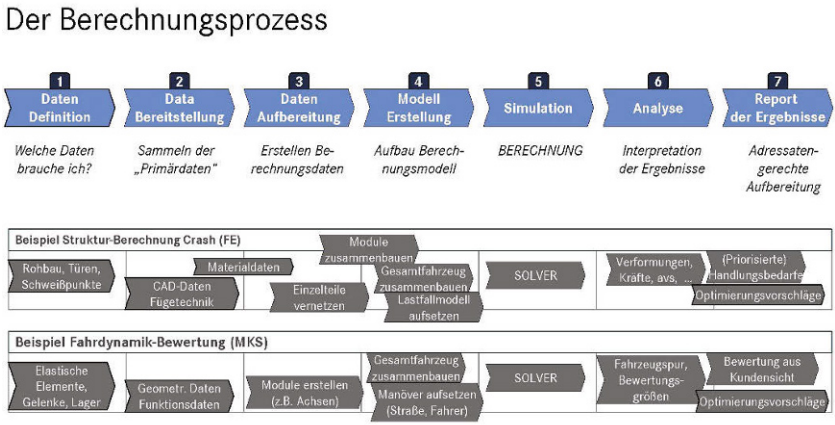


Abb. 12. Generische Darstellung des Berechnungsprozesses mit einigen Beispielen (unterer Teil der Abbildung)

Prozesse um Prozesse zu verbessern
Zur Qualitätsarbeit gehört auch, dass man Defizite im bestehenden System identifiziert und verbessert. Das können Defizite in Tools oder in bestehenden Prozessen sein.

Konkrete Probleme, die in der täglichen Arbeit auftreten und eine gewisse Verallgemeinerbarkeit aufweisen, werden direkt bearbeitet. Um Prozesse zu verbessern, ist eine systematische Vorgehensweise unverzichtbar. Es hat sich bewährt, die Bearbeitung in einer Systematik durchzuführen, die sich an den Methoden der Produktqualität orientiert, wie zum Beispiel 8D-Report oder ähnliches. Eine übersichtliche und bewährte Methode arbeitet entlang der folgenden 5 Fragen:

- Was ist das konkrete Problem?
- Welche Ursachen liegen dem Problem tatsächlich zugrunde?
- Welche Abhilfemaßnahmen beseitigen die Problemursachen?
- Wie wird die Wirksamkeit der Maßnahme nachgewiesen?
- Wie wird sichergestellt, dass dieses Problem NIE WIEDER auftritt?

Neben der eher kurzfristig orientierten Problemlösung bietet es sich an, auch die Frage nach der mittelfristigen Weiterentwicklung von Prozess und Werkzeugen zu stellen. Dazu werden innerhalb einer Berechnungsdisziplin – zum Beispiel *passive safety* -- die verschiedenen der Berechnung zugänglichen Unterdisziplinen eingeschätzt bezüglich

der beiden Dimensionen Relevanz der Aussage in Projekten und Aussagegüte der Berechnung. Solche Unterdisziplinen sind im Beispiel der passiven Sicherheit *Struktur, Insassenschutz, Fußgängerschutz, Sitzzug etc.* - siehe Abbildung 13. Berechnungsdisziplinen, die in dieser Darstellung eher rechts und unten angesiedelt sind, verdienen in der Diskussion über die Weiterentwicklung der Berechnungsfähigkeiten besonders intensive Beachtung.
Anreichern kann man die Darstellung noch, indem man neben dem Status Quo im Team eine Prognose abgibt, welche Veränderung in der Einschätzung für die mittelfristige Zukunft erwartet wird. Prominentes Beispiel aus der jüngeren Vergangenheit im Umfeld passive Sicherheit ist die Bewertung von Hochvoltkomponenten beim Unfall. Die Relevanz dieser Fragestellung hat sich in den zurückliegenden Jahren massiv erhöht. Glücklicherweise nimmt auch die Aussagegüte in diesem (neuen) Themenfeld derzeit zu.

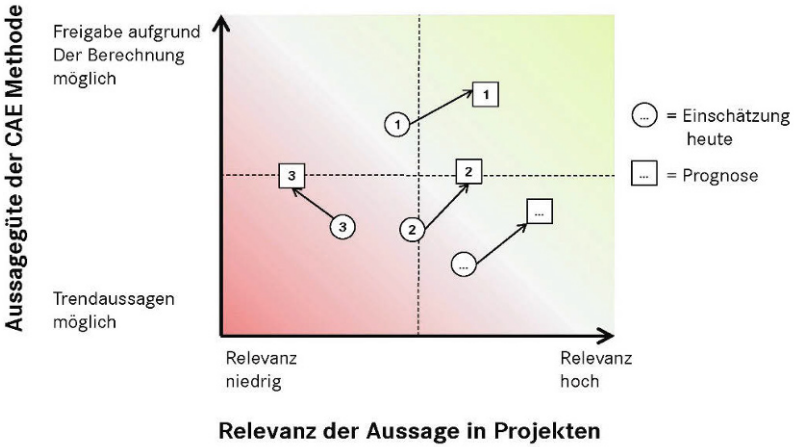


Abb. 13. Matrix zur Beurteilung von strategischen Weiterentwicklungsbedarfen in der Berechnungsarbeit

Mit Hilfe des so gewonnenen Bildes lässt sich dann die mittelfristige „Strategie“ ableiten, auf welchen Berechnungsfeldern Verbesserungen besonders wichtig erscheinen und angegangen werden sollten.

3.4 Methoden der Qualität: Standardisierung, Modularisierung und Automatisierung helfen hohe Qualität zu liefern

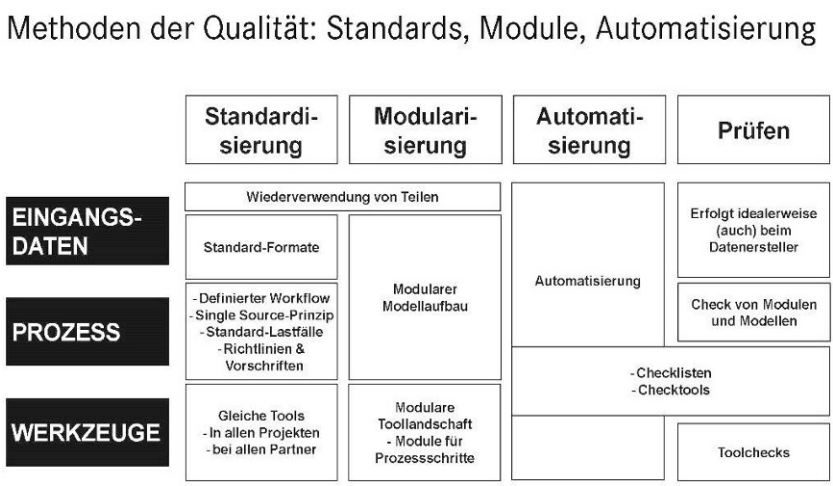


Abb. 14. Methoden um Qualitätsarbeit sicher zu stellen

Standardisierung

Gelingt es, Prozessschritte, Vorgehensweise und Tools zu standardisieren, so ergeben sich zahlreiche Vorteile: Die Zusammenarbeit wird vereinfacht, da sich alle Beteiligten schnell zurecht finden. In einer agilen Entwicklung arbeiten Teams in wechselnder Zusammensetzung miteinander. Kollegen aus anderen Standorten oder externe Partner (Ingenieursdienstleister) unterstützen die Arbeit. Standardisierung ist dabei unabdingbar um effizient zusammenzuarbeiten.
Auch die kurzfristige Hilfe durch Kollegen oder die Krankheitsvertretung wird durch Standards vereinfacht. Nicht zuletzt das Vier-Augen-Prinzip funktioniert erheblich effektiver, wenn es Standards und gemeinsam festgelegte Vorgehensweisen gibt.
Best-Practise Sharing im Team und über Standorte hinweg wird einfacher.
Zu guter Letzt stellen Standards sicher, dass alle Projekte mit gleicher (hoher) Qualität bearbeitet werden.

Standardisierung beginnt bei Tools und Konventionen. So werden zweckmäßigerweise alle Projekte mit den gleichen Tools bearbeitet. Im Umfeld Finite Elemente legt eine

Vernetzungsrichtlinie fest, wie Bauteile zu vernetzen sind. Dieser Standard berücksichtigt, dass FE-Rechnungen für Betriebsfestigkeit, für NVH und für Crash jeweils leicht andere Anforderungen an die Vernetzung stellen.
Aus den vernetzten Bauteilen werden die Fahrzeug-Modelle in standardisierten Prozessschritten aufgebaut. Auch „einfache“ Fragestellungen wie die Bezeichnung von Modulen etc. werden standardisiert festgelegt, siehe Abbildung 15.
Standardisierte Lastfälle werden in der Simulation auf die Modelle aufgebracht.
Auch der mit echtzeitfähigen Modellen betriebene Fahrsimulator stellt eine Art der Standardisierung dar: Der Proband kann genau die gleiche Situation mehrfach durchfahren und sein Urteil so erhärten. Auch erleben alle Probanden genau die gleiche Situation. Die Bewertungssituation ist maximal standardisiert – Darstellung 16. Selbst noch so sorgfältig durchgeführte Realversuche haben immer den Nachteil, dass die Situation eben nicht ganz genau reproduzierbar ist.

Module number	Module name	Description	Node Ids		Element Ids	
			Min	Max	Min	Max
100	itafel	Cockpit	10000000	79999999	10000000	79999999
118	hlk	Heizung + Klima	11800000	11999999	11800000	11999999
120	kuehlwab	Kühlwasser-Ausgleichsbehälter	12000000	12199999	12000000	12199999
122	luftfilter	Luftfilter	12200000	12999999	12200000	12999999
130	kraftstfilter	Kraftstofffilter	13000000	14499999	13000000	14499999
145	fufs	Unterfahrschutz				
196	lpumpe	Lenkhelfpumpe	19600000	19699999	19600000	19699999
197	wzheizer	Warmluft-Zusatzheizung	19700000	19799999	19700000	19799999
198	auflastung	Zusatzmassen für Auflastung	19800000	19899999	19800000	19899999
199	loadsled	Schlitten zur Aufnahme der Zusatzmassen	19900000	19999999	19900000	19999999
200	lenkget	Lenkgetriebe	20000000	20999999	20000000	20999999
210	va	Vorderachse	21000000	21999999	21000000	21999999
220	ha	Hinterachse	22000000	23499999	22000000	23499999
235	raederv	Vorderräder	23500000	24999999	23500000	24999999

Abb. 15. Einfaches Beispiel für Standardisierung: Es wird zentral festgelegt, wie die Bezeichnung von Modulen und die Nummerierung der Module erfolgt.

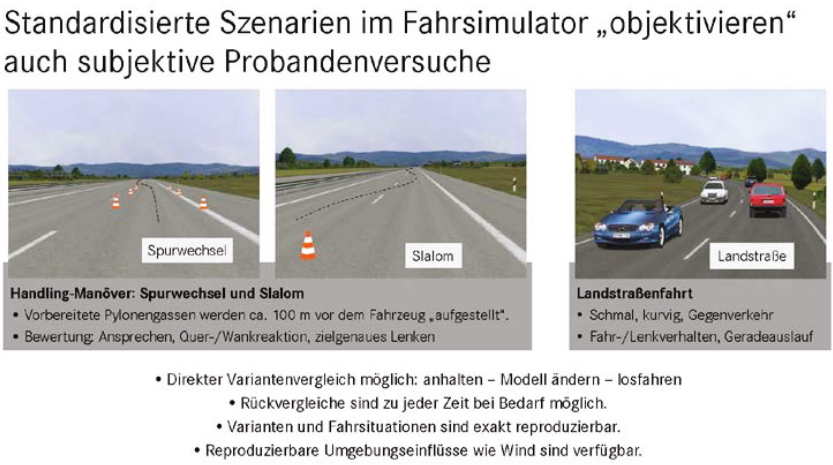


Abb. 16. Standardisierung: Im Fahrsimulator kann man exakt die gleiche Situation immer wieder erzeugen. Verschiedene Probanden erleben genau das Gleiche. Ein Proband kann eine identische Situation mehrfach erfahren.

Im Postprocessing (Postprocessing ist die Analyse der Simulationsergebnisse) helfen standardisierte Auswerteroutinen und standardisierte Visualisierungen die relevanten Aussagen schnell erarbeiten zu können. Eine standardisierte Ablage und Verwaltung der Ergebnisse hilft, auch nach einiger Zeit noch schnell zugreifen zu können.

Selbst für das Troubleshooting bei nicht konvergierenden Simulationsrechnungen hilft eine Standardvorgehensweise Fehler im Modell schnell zu finden und dient dazu, dass gemachte Erfahrungen der Vergangenheit von einem Mitarbeiter auch anderen Kollegen zur Verfügung stehen.

Modularisierung

Berechnungs-Modelle bei Mercedes-Benz Nutzfahrzeuge werden üblicherweise aus Modulen aufgebaut. Die Module haben definierte Anknüpfungspunkte, die es erlauben, die Module aneinander zu koppeln. Die Module werden Tests unterzogen und müssen diese passieren, bevor sie als Bausteine für größere Systeme (ganze Fahrzeuge) verwendet werden.
Einzelne Module (zum Beispiel eine Hinterachse) werden wiederverwendet, wenn ein anderes Berechnungsfahrzeugmodell die gleiche Hinterachse aufweist. Das schon erprobte Modul aus anderen Berechnungen stellt eine Steigerung der Qualität dar.

Auch die Variantenbildung in Berechnungsmodellen wird durch die Modularität des Modells erleichtert: Einzelne Module werden ausgetauscht um Varianten berechnen zu können.

Die Modularisierung des Modells sorgt dafür, dass Arbeitsumfänge überschaubarer sind. Dadurch entstehen weniger Fehler. Auch wird die Fehlersuche vereinfacht. Abbildung 17 zeigt die Modulbildung für die FE-Vernetzung eines schweren Lkws.

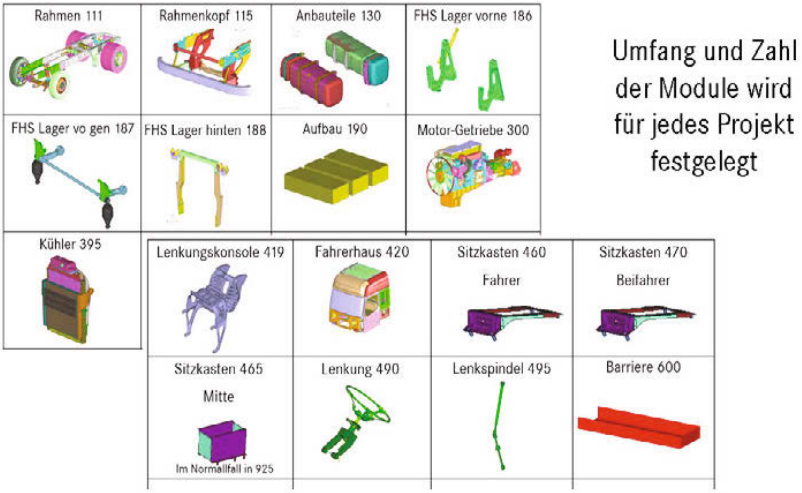


Abb. 17. Das Fahrzeug wird für die FE-Rechnungen in Module zerlegt, die einzeln vernetzt werden und anschließend zusammengesetzt werden.

Eine ähnliche Modularisierungsstrategie ist auch für MKS-Modelle möglich: Fahrzeugmodelle lassen sich aus den gleichen Substrukturen aufbauen. Das Modulmodell einer ungelenkten Starrachse lässt sich verwenden für Truck-, Anhänger-, Bus- und Transporter-Modelle. Das gleiche Modulmodell wird benutzt aber (erheblich) unterschiedlich parametriert. Mit relativ wenigen solchen Substrukturen für zum Beispiel Achsen, Rahmen, Karosse, Fahrerhaus, Räder und Lenkung lässt sich der „MKS-Fuhrpark“ für Fahrdynamik-Untersuchungen bestücken. Die korrekte Parametrierung der Modelle erfolgt aus Messdaten oder aus detaillierten Modellrechnungen in FE.

Automatisierung

Die Tätigkeit als Simulationsingenieur ist komplex und anspruchsvoll. Nichts desto trotz gibt es im Simulationsbetrieb viele Tätigkeiten, die repetitiv und automatisierbar sind. Prozessschritte, die automatisiert werden können, werden auch automatisiert. Wenn die Automatisierung erfolgreich umgesetzt wurde, vermeidet man im jeweiligen

Prozessschritt die Fehleranfälligkeit der manuellen Einzelarbeit. Außerdem trägt Automatisierung zur Schnelligkeit bei. Auch liefern automatisierte Prozessschritte eine bessere Reproduzierbarkeit als händische Prozessschritte.

3.5 Prüfen

Trotz zahlreicher präventiver Qualitätsmaßnahmen ist der Datenstand nach jedem Prozessschritt zu prüfen. Denn - dies ist eine der Grundweisheiten der Qualitätsarbeit - je früher ein Fehler gefunden ist, desto geringer ist der Aufwand zur Fehlerbehebung, siehe Abbildung 18.

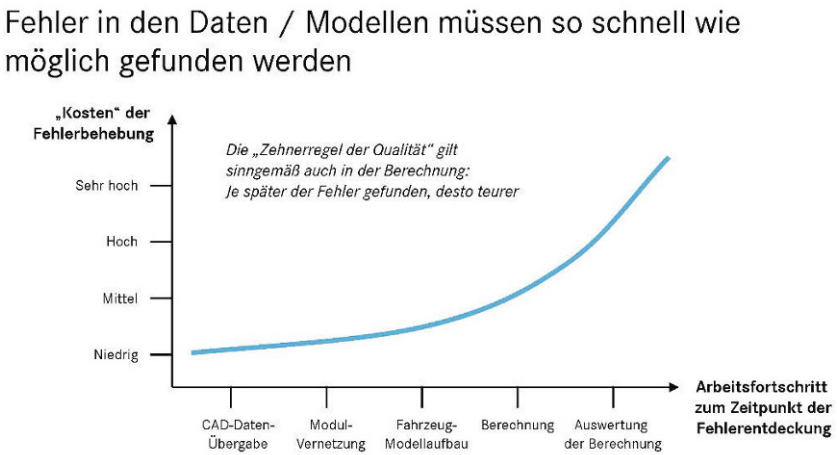


Abb. 18. Je früher ein Fehler gefunden ist, desto geringer ist der Aufwand zur Fehlerbehebung.

Verschiedene Prüfinhalte bei der Übernahme der Inputdaten in die Berechnung sind schon weiter oben (Abschnitt 3.3 -- Eingangsdaten) erläutert worden. Aber auch nach jedem Teilschritt im Berechnungsprozess ist es sinnvoll, den erreichten Zwischenstand zu hinterfragen, um zu vermeiden mit fehlerhaften Daten weiterzuarbeiten. So werden in der FE-Modellerstellung Prüfschritte nach der Vernetzung, nach dem Modulaufbau und nach dem Fahrzeugaufbau durchgeführt. Nach Erstellung der Module werden diese geprüft, ob zum Beispiel Nummerierungskonventionen und Vernetzungsvorschriften etc. eingehalten sind. Weitere Prüfroutinen sind abhängig von der Berechnungsdisziplin (und dem Solver, der benutzt werden wird). Für Crashberechnungen beispielsweise sind durchdringungsfreie Modelle erforderlich. Module werden „angerechnet": d.h. es werden Testrechnungen auf Modulebene gestartet um zu prüfen, ob das vorliegende Teilmodell zu konvergierendem Solververhalten führt.

Wo immer Messdaten und Versuchsergebnisse vorliegen, werden die Simulationsergebnisse mit diesen verglichen. Gegebenenfalls werden sogar Versuche nur zu dem Zweck durchgeführt, Berechnungsmodelle zu bestätigen.

Liegen Modelle in verschiedenen Detailierungsgraden vor - zum Beispiel im MKS-Umfeld als Echtzeit-Modell (Fahrsimulator, SiL etc.) und als detailliertes Modell – so werden die Ergebnisse dieser beiden Modelle natürlich miteinander verglichen. In der Fahrdynamik wird auch die Fahrt auf dem Fahrsimulator genutzt, um die Güte und Aussageschärfe der Modelle zu hinterfragen: Erfahrene Kollegen aus dem Fahrversuch prüfen regelmäßig, ob das Fahrverhalten der Fahrzeugmodelle dem der realen Fahrzeuge entspricht.

3.6 Schnelle Antwortzeiten

Wie in Abschnitt 3.1 erläutert, besteht Qualität in der Berechnung aus Aussagegüte und Antwortgeschwindigkeit. Zum Kundenwunsch nach schnellen Antwortzeiten tragen verschiedene Aspekte bei:

- Effiziente Prozesse (Standardisierung und Automatisierung – siehe oben)
- Modularisierung und damit Wiederverwendbarkeit von verschiedenen Modulen und Teilschritten (siehe oben)
- Parallelisierung von Prozessschritten. Die schon mehrfach angesprochene Modularisierung trägt auch hier bei: in der Vernetzungsphase beispielsweise kann durch die Modularisierung die Arbeit auf viele Köpfe verteilt werden.
- Das frühe Finden von Fehlern
- Aber natürlich auch eine Rechnerumgebung, die eine rasche Abarbeitung ermöglicht. Die Rechnerumgebung beeinflusst die Antwortzeiten auf zwei Weise: Zum einen gibt es häufig Wartezeiten, bis eine Rechenaufgabe („Job“) losläuft. Zum anderen ist die eigentliche Rechenzeit zu berücksichtigen. Abbildung 3 gibt ein Gefühl dafür, dass leistungsfähige Rechnercluster erforderlich sind, um die Bearbeitungszeiten zu reduzieren.

Ein weitere Beitrag zu schnellen Antwortzeiten ist die „Qualität“ der einzelnen Prozessschritte bis zur finalen Berechnungsaussage: Je weniger Fehler im Prozess passieren und damit weniger Korrekturschleifen erforderlich machen und je früher Fehler entdeckt werden, desto früher liegt ein finales und belastbares Berechnungsergebnis vor. Qualität bedeutet schnelle Antwortzeiten!

4 Ausblick

Die Bedeutung der Berechnung wird weiter steigen. Der Wunsch teure Prototypen einzusparen und zeitaufwändige Versuche zu reduzieren, lässt die Anforderungen an die Berechnung wachsen. Die Antwort auf diese Anforderungen muss unter anderem Standardisierung und Automatisierung heißen, um Berechnungsaussagen von hoher Qualität im Entwicklungsprozess zur Verfügung stellen zu können.

Man darf als sicher annehmen, dass auch die technische Weiterentwicklung der Berechnungsmethodik niemals zu Ende ist:

Die Werkstoffwelt entwickelt sich kontinuierlich weiter und neue Materialien erfordern neue Materialbeschreibungen für die Berechnung. Kurz- und mittelfristig werden im

konventionellen Materialumfeld hochfeste Stähle, Leichtmetalle (Aluguss) zu betrachten sein. Kunststoffe und Kunststoffe mit Verstärkung (GfK, CfK) stellen für die Simulation eine Herausforderung dar. Für genaue Vorhersagen im Bereich NVH, Komfort und Fahrdynamik wird eine erweiterte Auseinandersetzung mit Elastomeren zu erwarten sein. Auch additive Produktionsverfahren (drucken) werden in Zukunft in der Berechnung zu berücksichtigen sein.

Auch die Fragestellungen (Lastfälle), denen sich die Berechnung gegenübersieht, verändern sich: Neue Anforderungen werden formuliert (von außen durch Gesetzgeber und Industriestandards und beim Fahrzeughersteller durch neue interne Anforderungen) und müssen berücksichtigt werden. Ganz neue Produktgruppen wie elektrisch angetriebene Fahrzeuge erfordern neue Prüfungen und neue Methoden in der Berechnung.

Nicht zuletzt erfordert der Fortschritt in Modellierung und Berechnung, dass der Berechnungsingenieur und die Berechnungsorganisation sich ständig weiterentwickeln müssen, um Berechnung in bester Qualität anzubieten.

5 Zusammenfassung

Die Berechnung spielt im Entwicklungsprozess eine wichtige Rolle und wird in Zukunft eher noch an Bedeutung gewinnen. Berechnungsergebnisse von hoher Qualität sind daher erforderlich. Die Qualität der Berechnung bemisst sich an Aussagegüte und Aussagegeschwindigkeit. Um hohe Aussagegüte zu erzielen sind Standardisierung, Automatisierung und Modularisierung geeignete Prinzipien der Prozessgestaltung. Aber auch die klassische Überprüfung hat ihren Platz im Berechnungsprozess. Neben einem geeigneten effizienten Prozess ist die technische Ausstattung ein Stellhebel für schnelle Antwortzeiten.

References

1. DIN EN ISO 9000 (2015)
2. Hilgers Michael (2016) Nutzfahrzeugtechnik lernen – Gesamtfahrzeug. Springer Vieweg, Berlin Heidelberg New York
3. Hilgers Michael (2016) Nutzfahrzeugtechnik lernen – Chassis und Achsen. Springer Vieweg, Berlin Heidelberg New York
4. Hilgers Michael (2016) Nutzfahrzeugtechnik lernen – Elektrik und Mechatronik. Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg New York
5. Hilgers Michael (2016) Nutzfahrzeugtechnik lernen – Dieselmotor. Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg New York
6. Hilgers Michael (2016) Nutzfahrzeugtechnik lernen – Getriebe und Antriebsstrangauslegung. Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg New York
7. Hilgers Michael (2016) Nutzfahrzeugtechnik lernen – Kraftstoffverbrauch und Verbrauchsoptimierung. Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg New York
8. Hilgers Michael (2016) Nutzfahrzeugtechnik lernen – Alternative Antriebe und Ergänzungen zum konventionellen Antrieb. Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg New York

9. Hilgers Michael (2016) Nutzfahrzeugtechnik lernen – Fahrerhaus. Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg New York
10. Hilgers Michael (2016) Nutzfahrzeugtechnik lernen – Einsatzoptimierte Fahrzeuge, Aufbauten und Anhänger. Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg New York

Development of a hybrid powertrain for heavy duty trucks with electrified trailers in a consistent simulation environment

Mikula Thiem[1], M.Sc., Christian von Pyschow[1], M.Sc.

Univ.-Prof. Dr. techn. Christian Beidl[2]

[1] Research assistant, Technical University Darmstadt, Insitute for internal combustion engines and powertrain systems (VKM), Otto-Berndt-Str. 2, 64287 Darmstadt
[2] Head of institute, Technical University Darmstadt, Insitute for internal combustion engines and powertrain systems (VKM), Otto-Berndt-Str. 2, 64287 Darmstadt

Abstract
Hybridization of heavy-duty powertrains offers the potential to reduce vehicle CO_2 emission, as well as the total cost of ownership. One approach to hybridization is being developed in the here introduced research project *evTrailer*, funded by the German federal ministry for economic affairs and energy (BMWi). Core of the concept is the electrification of one semi-trailer axis. By usage of a sensorial coated king-pin, the *evTrailer* becomes an autarkic hybrid system, which can be operated without communication to the tractor vehicle.
With optimization of powertrain components and operation strategy, the described system can achieve fuel consumption reductions of more than 20 %, which offers the potential to reduce the CO_2 emission by over 20 tons per year and vehicle.
The development process of this powertrain takes place in a consistent simulation environment: For the dimensioning of the powertrain components, a backward simulation model is used, which offers the possibility to calculate large amounts of variations in short time. The next step is the development of the operation strategy in a more detailed forward simulation model. This simulation is also used for further steps of development, like investigation of the influence on exhaust gas aftertreatment systems at an Engine-in-the-Loop testbed and the build-up of a demonstrator vehicle.

Keywords: consistent development methodology, hybrid powertrain, simulation

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_36

Entwicklung eines Hybridsystems für LKW mit elektrifiziertem Trailer in einer durchgängigen Simulationsumgebung

Mikula Thiem[1], M.Sc., Christian von Pyschow[1], M.Sc.,

Univ.-Prof. Dr. techn. Christian Beidl[2]

[1] wissenschaftlicher Mitarbeiter, Technische Universität Darmstadt, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Fahrzeugantriebe (VKM), Otto-Berndt-Str. 2, 64287 Darmstadt
[2] Institutsleiter, Technische Universität Darmstadt, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Fahrzeugantriebe (VKM), Otto-Berndt-Str. 2, 64287 Darmstadt

Abstract
Die Hybridisierung von Nutzfahrzeug-Antriebssträngen bietet das Potenzial, sowohl den Kraftstoffverbrauch und damit die CO_2-Emissionen eines Fahrzeugs, als auch die Total Cost of Ownership (TCO) zu reduzieren. Ein Ansatz zur Hybridsierung des Antriebsstrangs zeigt das in diesem Beitrag vorgestellte Forschungsprojekt *evTrailer*, welches vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) gefördert wird. Kern des Konzepts ist die Elektrifizierung einer Achse eines Sattelaufliegers, wobei alle Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs (Elektromotoren, Traktionsbatterie, Leistungselektronik und Steuergeräte) an dem Trailer angebracht sind. Durch den Einsatz eines sensorisch beschichteten Zugsattelzapfens (Kingpin) entsteht mit dem *evTrailer* ein autarkes Hybrid-System, welches ohne Kommunikation zur konventionellen Zugmaschine betrieben werden kann.
Durch entsprechende Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten und Optimierung der Betriebsstrategie kann mit dem System eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs um mehr als 20 % erreicht werden, welche das Potenzial zur Verringerung des CO_2-Ausstoßes von 20 Tonnen pro Jahr und Fahrzeug bietet.
Der Entwicklungsprozess dieses Hybrid-Antriebsstrangs erfolgt in einer durchgängigen Simulationsumgebung: Die Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten findet in einer Rückwärtssimulation statt, die die Berechnung einer Vielzahl von Konfigurationen in relativ kurzer Zeit ermöglicht. Im nächsten Schritt wird die Hybrid-Betriebsstrategie in einem Vorwärtssimulationsmodell entwickelt. Dieses Modell wird auch für die weiteren Entwicklungsschritte verwendet, wie beispielsweise die Untersuchung der Einflüsse auf das Abgasnachbehandlungssystem am Engine-in-the-Loop (EiL) Prüfstand oder den Aufbau eines Demonstratorfahrzeugs.
Diese durchgängige Simulationsumgebung ist Gegenstand dieses Beitrags.

Keywords: durchgängige Entwicklungsmethodik, Hybrid, Fahrzeugsimulation

1 Motivation und Einführung

Der Straßengüterverkehr erfährt in den letzten Jahren einen starken Zuwachs an Verkehrsaufkommen und transportierten Massen. Aktuelle Studien gehen davon aus, dass sich die Fahrleistung von schweren LKW auf deutschen Straßen von 2005 bis 2040 nahezu verdoppelt [1]. Gleichzeitig gilt jedoch das Ziel der Bundesregierung, den Treibhausgasausstoß in Deutschland, bezogen auf das Jahr 1995, bis zum Jahre 2040 um mindestens 70 % zu reduzieren. Um dies zu erreichen, muss auch im Verkehrssektor eine deutliche Reduktion der CO_2-Emission erfolgen [2]. Durch stetige Effizienzsteigerung der Nutzfahrzeug-Antriebsstränge konnte bereits eine Reduktion der spezifischen CO_2-Emission von LKW um über 30 % erreicht werden, diese wird jedoch durch das gestiegene Verkehrsaufkommen überkompensiert, sodass die CO_2-Gesamtemission des Straßengüterverkehrs seit 1995 um 16 % gestiegen ist [3].
Eine vielversprechende Maßnahme zur Reduktion von Kraftstoffverbrauch und CO_2-Emission stellt die Hybridisierung des Antriebsstrangs dar. Während diese im PKW-Sektor bereits in der Großserie eingesetzt wird, stellt sie im Nutzfahrzeugbereich jedoch noch eine Nischen-Technologie dar [4]. Aus diesem Grund wird in dem vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) geförderten Forschungsprojekt *evTrailer* ein Hybridsystem für schwere LKW mit elektrifiziertem Auflieger entwickelt, welches in diesem Beitrag vorgestellt wird.

Einen zentralen Bestandteil der Antriebsstrangentwicklung des *evTrailers* stellen dabei Fahrzeugsimulationen dar. Durch Einsatz von Simulationswerkzeugen können bereits in einem frühen Stadium der Entwicklung komplexe Fragestellungen adressiert werden, was potenziell zu einem geringeren Aufwand in späteren Phasen der Entwicklung führt und somit Testzeit und Kosten reduziert. Durch skalierbare Einbindung realer Komponenten am X-In-the-Loop-Prüfstand können darüber hinaus Modelle validiert und Anforderungen überprüft werden, ohne dabei auf einen vollständigen Prototypen angewiesen zu sein. Die Testzeit am Gesamtfahrzeug reduziert sich somit auf ein Minimum. Der durchgängige Einsatz von Simulationswerkzeugen in der Entwicklungskette des *evTrailer*-Antriebsstrangs stellt den zentralen Bestandteil dieses Beitrags dar.

2 Forschungsprojekt „*evTrailer*“

Konzeptübersicht. Das Forschungsprojekt *evTrailer* wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) gefördert und hat die Entwicklung eines elektrischen Antriebsstrangs für LKW-Trailer zum Gegenstand [5]. Alle Komponenten dieses elektrischen Antriebsstrangs, beinhaltend Elektromotoren, Traktionsbatterie, Leistungselektronik und Steuergeräte, sind dabei auf dem Trailer angebracht. Durch den Einsatz eines speziell entwickelten Zugsattelzapfens (Kingpin), welcher die Kräfte zwischen Zugmaschine und Trailer detektiert, entsteht ein autarkes Hybridsystem, welches unabhängig von der Zugmaschine agieren kann (**Abbildung *1***). Die Elektrifizierung des Trailers bietet dabei mehrere Vorteile: Das additive Hybridsystem ermöglicht Retrofitting, was bedeutet, dass auch Zugfahrzeuge aus dem bereits bestehenden Bestand einen Benefit aus der Hybridisierung beziehen ohne dabei selbst umgerüstet werden zu müssen. Darüber hinaus ist ein herstellerübergreifender Einsatz des Systems möglich, da neben der mechanischen Kopplung durch den Kingpin und der genormten Bremssystem-Schnittstelle (EBS) keine Verbindung zur Zugmaschine hergestellt werden muss, um das Hybridsystem zu betreiben. Des Weiteren steht am Trailer im Vergleich zur Zugmaschine ein größerer Bauraum zur Verfügung, sodass beim Packaging des Systems weniger Kompromisse als bei einer Hybridisierung der Zugmaschine nötig werden.

Die Funktionsweise des Systems beruht darauf, dass in Fahrsituationen, in denen der Kraftsensor eine Druckkraft zwischen Zugmaschine und Trailer detektiert, beispielsweise bei einer Bergabfahrt mit Retarderbremsung, kinetische Energie rekuperiert und somit die Traktionsbatterie geladen wird. Diese gespeicherte Energie kann in Situationen, die zu einer Zugkraft zwischen Zugmaschine und Trailer führen, beispielsweise Bergauffahrten oder Beschleunigungen, zur elektrischen Traktionsunterstützung eingesetzt werden. Auf diese Weise reduziert sich die benötigte Verbrennungsmotorleistung und damit der Kraftstoffverbrauch bzw. die CO_2-Emission des Fahrzeugs. Zur weiteren Reduktion des Kraftstoffverbrauchs ist das System als Plug-In-Lösung mit externer Lademöglichkeit realisiert.

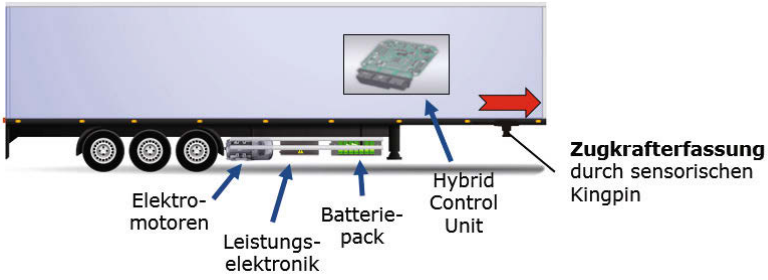


Abbildung 1: Konzeptübersicht *evTrailer*

Ziele und Anforderungen. Zentrales Ziel des Projekts ist eine signifikante Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von Sattelzügen um 20 %, gleichbedeutend mit einem Potenzial der Verminderung der CO_2-Emission von bis zu 20 Tonnen pro Jahr und Fahrzeug. Gleichzeitig muss für das Hybridsystem eine im Heavy-Duty-Bereich übliche Lebensdauer von bis zu 700.000 km erreicht werden, was enorme Anforderungen besonders an die Entwicklung der Traktionsbatterie stellt. Darüber hinaus muss eine Amortisation der Mehrkosten für das Hybridsystem durch geringere Kraftstoffkosten innerhalb der üblichen Abschreibungsdauer für LKW-Trailer erfolgen, um das System auch für potenzielle Endkunden wirtschaftlich interessant zu gestalten.

3 Durchgängige Simulationsumgebung in der Entwicklungskette

Die Entwicklung des *evTrailer*-Antriebsstrangs erfolgt in einer durchgehenden Simulationsumgebung und folgt dabei einem in der Antriebsstrangentwicklung verbreitet angewandten V-Modell, wie es in **Abbildung *2*** dargestellt ist [6, 7]. Die linke Hälfte des „V“ stellt dabei die definierende Phase dar, während die rechte Hälfte für die testende Phase steht. Die definierende Phase findet in diesem Falle rein simulativ statt („offline“), während in der testenden Phase skalierbar reale Komponenten in die Simulationsumgebung eingebunden werden („online“).

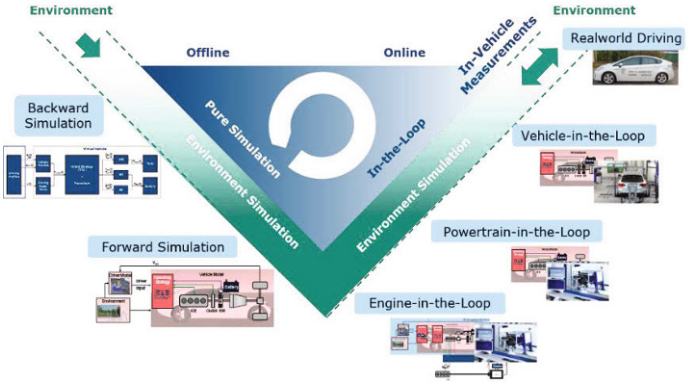


Abbildung 2: V-Modell der Entwicklungsmethodik [8]

Die Komplexität der Simulation nimmt in dem oben beschriebenen Modell von oben nach unten hin zu. Im ersten Schritt erfolgt dabei die Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten in einer Rückwärtssimulation. In diesem schnell rechnenden Simulationsmodell werden, ausgehend von Ergebnisgrößen wie Geschwindigkeits- und Höhenprofil, rückwärts entlang der Wirkungskette die Zustandsgrößen in den Antriebsaggregaten berechnet.

Nach der Dimensionierung der Komponenten erfolgt die detailliertere Entwicklung des Antriebsstrangs in einer Vorwärtssimulation. Dieses deutlich komplexere Modell besteht aus einem virtuellen Fahrer, welcher ein virtuelles Fahrzeug auf einer virtuellen Strecke steuert. Die Modelle für Fahrer, Fahrzeug und Umgebung können dabei beliebig detailliert dargestellt und erweitert werden.
Im Rahmen der durchgängigen Simulationsumgebung wird dieses Vorwärtssimulationsmodell auch auf dem online-Pfad der Entwicklungsmethodik angewendet. Auf diesem Pfad verringert sich die Komplexität des Simulationsmodells von unten nach oben wieder, da schrittweise reale Komponenten, wie beispielsweise der Verbrennungsmotor am Engine-in-the-Loop Prüfstand (EiL), in die Simulationsumgebung eingebunden werden, bis schlussendlich reale Fahrversuche mit einem Prototypenfahrzeug durchgeführt werden [7].
Die einzelnen Schritte der Entwicklungsmethodik werden im Nachfolgenden am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung des *evTrailers* mit Fokus auf Rückwärtssimulation, Vorwärtssimulation und Engine-in-the-Loop näher erläutert.

3.1 Rückwärtssimulation

Die erste Phase der Antriebsstrangentwicklung des *evTrailers* bildet die Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten in Form von elektrischer Leistung der Elektromotoren und Kapazität der Traktionsbatterie [9, 10]. Für diesen Arbeitsschritt kommt ein in *Matlab/Simulink* aufgebautes Rückwärtssimulationsmodell zum Einsatz. In dieser Art Modell werden die Zustandsgrößen in den Antriebsstrangkomponenten rückwärts entlang der realen Wirkungskette berechnet. Dafür müssen Resultatgrößen wie beispielsweise ein vorgegebenes Geschwindigkeits- und Höhenprofil als Eingangsgrößen der Simulation vorliegen. **Abbildung *3*** zeigt vereinfacht den Vergleich zwischen der realen Wirkungskette und der Berechnungskette in der Rückwärtssimulation am Beispiel eines konventionell angetriebenen Fahrzeugs.

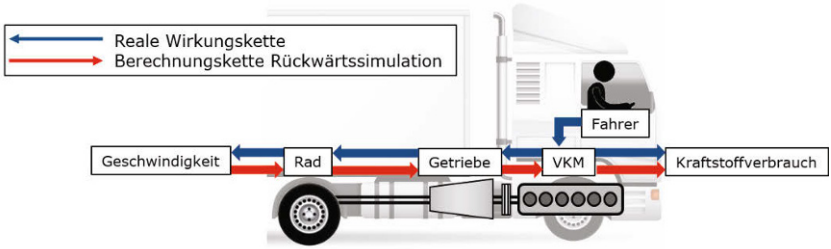


Abbildung 3: Reale Wirkungskette und Berechnungskette in der Rückwärtssimulation

Im Rückwärtssimulationsmodell werden dabei an erster Stelle, ausgehend vom vorgegebenen Geschwindigkeits- und Höhenprofil, das für diesen Zustand nötige Drehmoment, die Drehzahl und die Leistung am Rad berechnet. Im nächsten Schritt werden auf Basis von Getriebe- und Differenzialmodellen die Drehzahlen von Elektro- und Verbrennungsmotor ermittelt. Mittels einer rudimentären Betriebsstrategie wird daraufhin

die Fahrleistung unter Beachtung der Betriebsgrenzen sowie des momentanen Ladezustands auf Elektro- und Verbrennungsmotor aufgeteilt und damit in den folgenden Berechnungen das jeweilige Motormoment bestimmt. Aus Kennfeldern in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment werden anschließend im Verbrennungsmotormodell der momentane Kraftstoffverbrauch sowie im Elektromotormodell der effektive Wirkungsgrad inklusive Umrichter ausgelesen. Während aus dem momentanen Kraftstoffverbrauch unmittelbar der absolute Verbrauch berechnet wird, wird im elektrischen Pfad in einem Zwischenschritt mittels des Wirkungsgrades die momentane Stromstärke berechnet, mit welcher dann im Batteriemodell die Änderung des Ladezustands bestimmt wird.

An den einzelnen Berechnungsschritten ist zu erkennen, dass keine Signalrückführung stattfindet, es handelt sich demnach um eine Open-Loop Struktur. Dies führt zu einer geringen benötigten Rechenleistung, weshalb sich diese Struktur ideal zur Anwendung in einem frühen Stadium der Entwicklung eignet, bei der eine Vielzahl an Modellvarianten in relativ kurzer Zeit berechnet werden.

Ziel der in der Rückwärtssimulation stattfindenden Dimensionierung des Gesamtsystems *evTrailer* ist die Festlegung einer optimalen Konfiguration aus Elektromotorleistung und Batteriekapazität. Die beiden (Haupt-) Optimierungskriterien Kraftstoffverbrauch (gleichbedeutend mit CO_2-Ausstoß) und Komponentenkosten sind dabei üblicherweise gegenläufig: eine hohe Batteriekapazität führt zu einer höheren Kraftstoffersparnis gegenüber einem System mit geringerer Kapazität, gleichzeitig liegen die Komponentenkosten jedoch ebenfalls höher.

Ein einzelnes optimales Ergebnis existiert somit nicht, weshalb eine multikriterielle Optimierung mittels eines genetischen Algorithmus angewendet wird. Das Ergebnis dieser Optimierung, wie es beispielhaft in **Abbildung *4*** dargestellt ist, ist eine Pareto-Menge, die zum Ursprung hin durch die Pareto-Front begrenzt ist. Jeder Punkt auf dieser Begrenzungslinie ist dabei nach dem Pareto-Kriterium optimal, eine Verbesserung der einen Zielgröße ist somit nur durch eine Verschlechterung der anderen Zielgröße möglich. Zur Auswahl eines Ergebnisses ist deshalb an dieser Stelle ein weiteres Kriterium notwendig, beispielsweise die Steigung der Pareto-Front.

Die in **Abbildung *4*** gezeigten Resultate variieren dabei in Abhängigkeit verschiedener Randbedingungen, die im Einsatzgebiet des *evTrailers* zwar variabel sind, aber nicht optimiert werden können. Konkret beinhaltet dies die Masse des Trailers, die Verbrennungsmotorleistung der Zugmaschine und insbesondere das gefahrene Strecken- und Geschwindigkeitsprofil. Alle genannten Randbedingungen haben starken Einfluss auf das Ergebnis der Optimierung, daher werden diese getrennt betrachtet und für jede Kombination aus Randbedingungen eine eigenständige Optimierung durchgeführt. **Tabelle 1** zeigt eine Übersicht über die oben beschriebenen Größen inklusive der zugehörigen Wertebereiche. Das Ziel von 20 % Kraftstoffersparnis sollte dabei auf Streckenlängen von mindestens 200 km erreichbar sein.

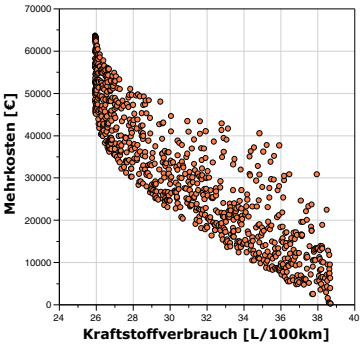


Abbildung 4: Beispielhafte Pareto-Menge

Optimierungsgrößen	
Kraftstoffverbrauch	20%
Zusatzkosten	~30.000 €
Variationsgrößen	
E-Motorleistung	0-200 kW
Batteriekapazität	0-200 kWh
Randbedingungen	
Trailermasse	5-30 t
VKM-Leistung	250-460 kW
Streckenlänge	50-500 km
Höhenprofil	Flach/Bergig

Tabelle 1: Optimierungsziele, Variationsgrößen und Randbedingungen

Aus der durch die verschiedenen Optimierungen entstehenden Datenmenge wird eine Konfiguration ausgewählt, die in allen Szenarien zufriedenstellende Ergebnisse liefert. Für die weitere Entwicklung des *evTrailer*-Antriebsstranges wird folgende Konfiguration gewählt [9, 10] und unter allen Randbedingungen überprüft:

max. Leistung Elektromotoren: **2 x 75 kW**
max. Batteriekapazität: **100 kWh**

Abbildung *5* zeigt Ergebnisse einer Rückwärtssimulation dieser Konfiguration auf einer repräsentativen Strecke von 180 km über ein Höhenprofil eines deutschen Mittelgebirges. Als Fahrzeuggeschwindigkeit ist eine konstante Geschwindigkeit von 85 km/h hinterlegt, die Gesamtmasse des Fahrzeugs beträgt 36 t. Gegenüber einem konventionellen Fahrzeug reduziert sich der Kraftstoffverbrauch bei einer Abnahme des Ladezustands (State of Charge, SOC) um 21,6 % und liegt damit im Zielbereich.

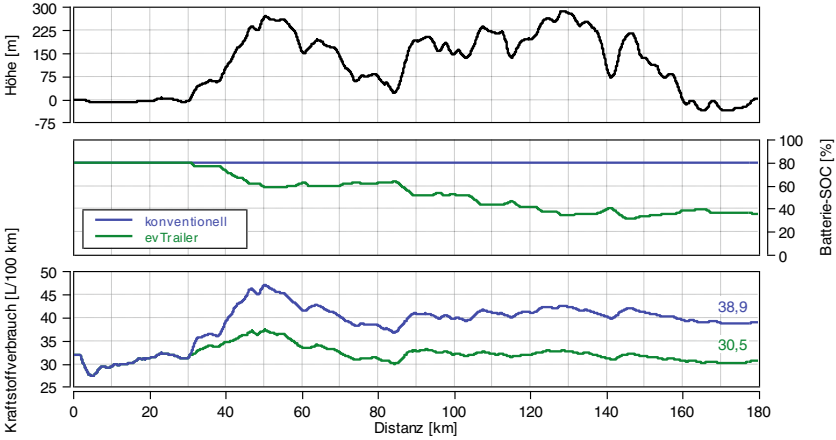


Abbildung 5: Simulationsergebnis in der Rückwärtssimulation

3.2 Vorwärtssimulation

Nach Abschluss der Dimensionierung folgt in der zweiten Phase des V-Modells die Entwicklung der Hybrid-Betriebsstrategie in einer Vorwärtssimulation, deren Modellstruktur in **Abbildung *6*** dargestellt ist. In der Entwicklung des *evTrailers* kommt in dieser Phase eine Co-Simulation aus *IPG TruckMaker* und *Matlab/Simulink* zum Einsatz.

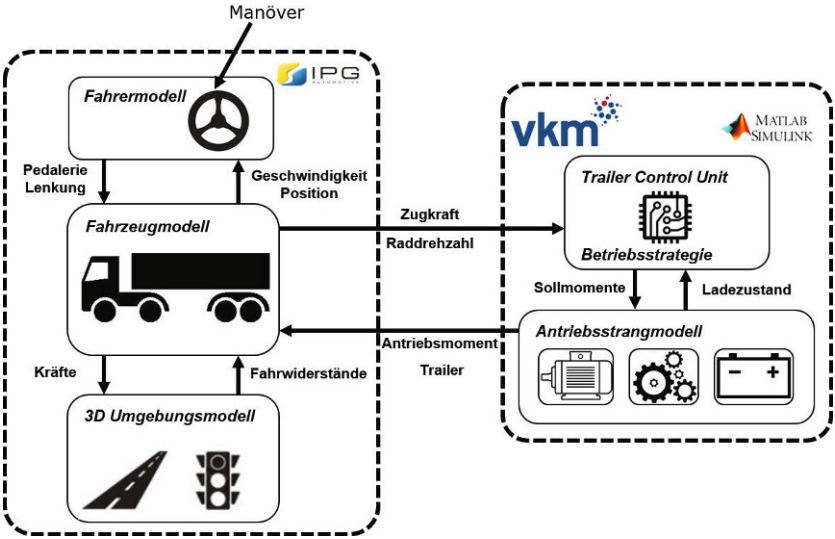


Abbildung 6: Modellstruktur Vorwärtssimulation

Im Gegensatz zur Rückwärtssimulation ist die Vorwärtssimulation in einer Closed-Loop Struktur ausgeführt. Der virtuelle Fahrer wirkt dabei als Geschwindigkeitsregler mit der Pedalerie als Stellgröße. Diese Signale werden analog zur realen Wirkungskette an das Fahrzeugmodell übergeben und dort im Antriebsstrangmodell zu Kräften zwischen Fahrzeug und Fahrbahn umgerechnet. Abhängig von den durch das Umgebungsmodell bedingten Fahrwiderständen verändert sich die Geschwindigkeit des Fahrzeugs, welche wiederum dem Fahrer als Istgröße zurückgeführt wird. Durch eine Co-Simulationsschnittstelle wird das Fahrzeugmodell um das *evTrailer*-Antriebstrangmodell sowie die Hybrid-Betriebsstrategie erweitert. Die Regelgröße der Betriebsstrategie ist dabei die durch den sensorischen Kingpin gemessene Kraft zwischen Zugmaschine und Trailer. Da als Stellgröße die elektrische Antriebsstrangleistung zur Verfügung steht, besteht die Aufgabe der Betriebsstrategie darin, auf Basis der gemessenen Kraft sowie unter Berücksichtigung verschiedener Parameter, wie des Batterie-Ladezustands, ein Sollmoment für den elektrischen Antriebsstrang auszugeben.

Abbildung *7* zeigt die Ergebnisse einer Vorwärtssimulation mit einer Fahrzeugmasse von 20 t und einer Verbrennungsmotorleistung von 250 kW auf einer Strecke mit einigen steilen Passagen. Das vorgegebene Manöver ist die Fahrt mit einer konstanten Geschwindigkeit von 85 km/h. Es ist zu erkennen, dass unter Einsatz von elektrischer

Energie (Abnahme des State of Charge) eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von 20 % gegenüber dem konventionellen Betrieb erreicht wird. Darüber hinaus ist anhand des Geschwindigkeitsprofils zu erkennen, dass mithilfe der elektrischen Unterstützung bei Bergauffahrten eine höhere Geschwindigkeit gegenüber dem rein verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeug erreicht wird, was einerseits zu einer Reduktion der Fahrtzeit führt und gleichzeitig eine Erhöhung der Verkehrssicherheit zur Folge hat.

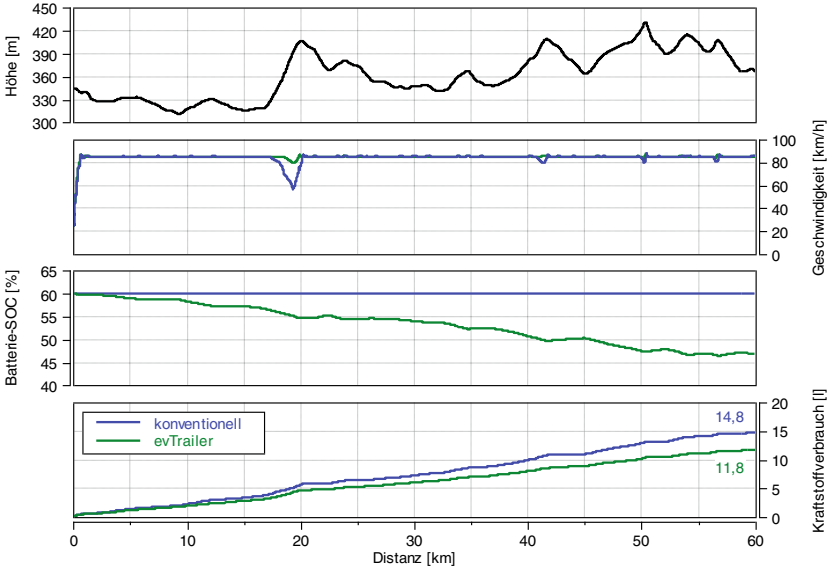


Abbildung 7: Ergebnisse Vorwärtssimulation

3.3 Engine-in-the-Loop Prüfstand

Aufbauend auf der Entwicklung der Betriebsstrategie erfolgt mit der Fahrzeugsimulation am Engine-in-the-Loop Prüfstand der Wechsel auf den „online"-Pfad des V-Modells. In der Entwicklung des *evTrailer*-Antriebsstrangs wird dazu die Lösung *AVL InMotion* eingesetzt, welche zur Fahrzeugsimulation auf *IPG TruckMaker* zurückgreift. Durch diese Konstellation kann das Simulationsmodell aus der Vorwärtssimulation auch am Motorenprüfstand eingesetzt und getestet werden. Lediglich der Verbrennungsmotor wird aus der Simulation frei geschnitten und durch den realen Motor am Prüfstand ersetzt, wie in **Abbildung *8*** anhand des prinzipiellen Signalflusses am Engine-in-the-Loop Prüfstand gezeigt ist. Durch ein Schnittstellenmodul wird das VKM-Sollmoment aus der Simulation an das reale Motorsteuergerät am Prüfstand übergeben, gleichzeitig wird die simulierte Motordrehzahl als Sollwert der Drehzahlregelung der Belastungseinheit (Dyno) vorgegeben. Das am Drehmomentenmessflansch am Dyno gemessene Motormoment wird als VKM-Istmoment zurück an das Simulationsmodell gegeben und dort zur weiteren Berechnung der Fahrzeugdynamik verwendet.

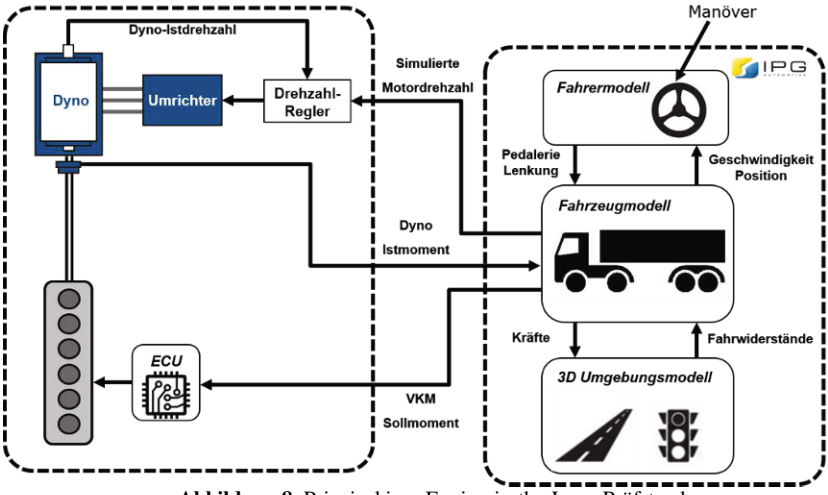


Abbildung 8: Prinzipskizze Engine-in-the-Loop Prüfstand

Durch den Betrieb des realen Verbrennungsmotors am Prüfstand können einerseits Simulationsergebnisse wie der Kraftstoffverbrauch validiert, andererseits aber auch Zustände untersucht werden, die in der Simulation nicht oder nur mit stark erhöhtem Aufwand abgebildet werden können, beispielsweise Abgastemperatur oder Schadstoffemissionen.

Abbildung *9* zeigt die Ergebnisse einer Versuchsfahrt am Engine-in-the-Loop Prüfstand mit realem Verbrennungsmotor und simuliertem Fahrzeug.

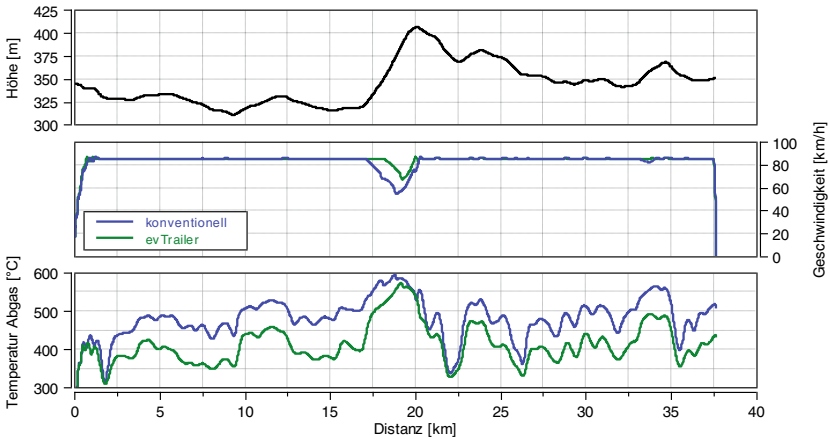


Abbildung 9: Ergebnisse am Engine-in-the-Loop Prüfstand

In der Abbildung ist zu erkennen, dass der Einsatz des *evTrailer*-Hybrid-Systems zu einer Veränderung der Abgastemperatur führt. Diese und weitere Effekte können am EiL-Motorenprüfstand bereits in einem frühen Entwicklungsstadium untersucht und die Betriebsstrategie angepasst bzw. gezielt optimiert werden.

3.4 Weitere Entwicklungsschritte

In den folgenden Entwicklungsschritten können weitere, beliebige Antriebsstrangkomponenten wie Elektromotoren, Getriebe, Traktionsbatterie oder Steuergeräte in die Simulationsumgebung eingebunden werden, sodass der Engine-in-the-Loop Prüfstand zum X-in-the-Loop Prüfstand erweitert wird. Das Simulationsmodell aus den vorherigen Entwicklungsschritten kann dabei stets weiter verwendet werden, während die Komplexität des Simulationsmodells durch Erhöhung der Anzahl realer Komponenten sinkt. In diesen Schritten kann so die Interaktion der einzelnen Komponenten miteinander untersucht und die Betriebsstrategie bei Bedarf weiter angepasst werden.
Die letzten Entwicklungsschritte der vorgestellten Methodik finden am realen Prototypenfahrzeug statt. Der Einsatz eines Vehicle-in-the-Loop Rollenprüfstands erlaubt durch die mit der Prüfstandssteuerung gekoppelte Simulationsumgebung dabei die reproduzierbare Vorgabe von Randbedingungen wie Strecke, Verkehr und Umgebungstemperatur, während das reale Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand betrieben wird. Zur abschließenden Validierung der Entwicklungsziele finden im letzten Schritt der Methodik Fahrversuche mit dem Prototypenfahrzeug im realen Straßenverkehr statt.

4 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde eine auf einem V-Modell basierende Entwicklungsmethodik für hybride Antriebsstränge am Beispiel des Forschungsprojekts *„evTrailer“* vorgestellt. Zentrale Eigenschaft der Methodik ist die durchgängige Verwendung von Simulationsmodellen ausgehend von der Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten über die Erstellung der Betriebsstrategie und Untersuchungen am Engine-in-the-Loop Prüfstand bis hin zu Fahrversuchen mit einem Prototypenfahrzeug. In jedem Entwicklungsschritt werden dabei verschiedene Vorteile genutzt: In der schnell rechnenden Rückwärtssimulation wird eine große Anzahl verschiedener Antriebsstrangkonfigurationen untersucht, um damit die Dimensionierung der Komponenten vorzunehmen. Im detaillierteren Vorwärtssimulationsmodell wird die Hybrid-Betriebsstrategie erstellt und auf das übergeordnete Ziel von 20 % Kraftstoffersparnis optimiert. Im anschließenden Einsatz am Engine-in-the-Loop Prüfstand werden Simulationsergebnisse validiert und Auswirkungen des Hybridsystems auf beispielsweise Abgastemperatur und Schadstoffemission untersucht.
Die weiteren Stufen des V-Modells werden im Forschungsprojekt *evTrailer* in zukünftigen Entwicklungsschritten durchlaufen, bis der Abschluss des Projekts am Demonstratorfahrzeug erfolgen wird.

Literaturverzeichnis

[1] ADOLF, Jörg (Hrsg.): *Diesel oder alternative Antriebe - womit fahren LKW und Bus morgen?* : *Shell Nutzfahrzeug-Studie : Fakten, Trends und Perspektiven bis 2040*. Hamburg : Shell Deutschland Oil GmbH, 2016

[2] BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ENERGIE (BMWi): *Die Energie der Zukunft* : *Ein gutes Stück Arbeit. Vierter Monitoring-Bericht zur Energiewende*. 11.2015

[3] UMWELTBUNDESAMT: *Emissionen des Verkehrs*. URL https://www.umweltbundesamt.de/daten/verkehr/emissionen-des-verkehrs#textpart-3 – Überprüfungsdatum 2017-07-11

[4] KRAFTFAHRTBUNDESAMT: *Jahresbilanz des Fahrzeugbestandes am 1. Januar 2017*. URL http://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/bestand_node.html – Überprüfungsdatum 2017-07-04

[5] *evTrailer | Autarkes elektrisches Antriebskooperationssystem für LKW-Trailer und Fahrzeuganhänger*. URL http://evtrailer.de/ – Überprüfungsdatum 2017-07-11

[6] KLUIN, Matthias ; MASCHMEYER, Hauke ; BEIDL, UNIV.-PROF. DR. TECHN. CHRISTIAN: Simulations- und Testmethoden für Hybridfahrzeuge mit vorausschauendem Energiemanagement. In: AVL List GmbH (Hrsg.): *5. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik* : *Robuste Methodik und Methodik für robuste Produkte?*, 2013, S. 117–127

[7] BIER, Maximilian ; BUCH, David ; KLUIN, Matthias ; BEIDL, UNIV.-PROF. DR. TECHN. CHRISTIAN: *Entwicklung und Optimierung von Hybridantrieben am X-in-the-Loop-Motorenprüfstand*. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 73 (2012), Nr. 03, S. 240–247

[8] SCHMIDT, Deborah ; MASCHMEYER, Hauke ; BEIDL, UNIV.-PROF. DR. TECHN. CHRISTIAN ; RAß, Florian: Neue Verfahren zur effizienten antriebsstrangspezifischen RDE-Entwicklung. In: ATZ live (Hrsg.): *VPC - Simulation und Test* : *Herausforderung durch die RDE-Gesetzgebung*. 18. MTZ-Fachtagung, 2016

[9] DAUTFEST, Alexander ; THIEM, Mikula ; BEIDL, UNIV.-PROF. DR. TECHN. CHRISTIAN: Entwicklung eines Batteriesystems für elektrifizierte LKW-Anhänger. In: Forum Elektromobilität e.V. (Hrsg.): *KONGRESS Elektromobilität 2017*, 2017

[10] ECKERT, Martin ; THIEM, Mikula ; BEIDL, UNIV.-PROF. DR. TECHN. CHRISTIAN: Development of an Electric Powertrain System for Truck Trailers. In: Verein Deutscher Ingenieure (VDI) (Hrsg.): *14. International Conference Commercial Vehicles 2017*, 2017

Multiphysics Simulation of Construction Equipment

coupling material, machine and power source

Michael Burger[1], Conny Carlqvist[2], Torbjörn Ekevid[3], Stefan Steidel[1], Dietmar Weber[4]

[1] Fraunhofer Institute for Industrial Mathematics ITWM, Fraunhofer Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany
[2] Volvo Construction Equipment AB, Bolindervägen 5, 635 10 Eskilstuna, Sweden
[3] Volvo Construction Equipment AB, Carl Lihnells väg, 360 42 Braås, Sweden
[4] Fraunhofer Institute for Nondestructive Testing IZFP, Campus E3 1, 66123 Saarbrücken, Germany

Abstract. In recent years, Volvo CE and the Fraunhofer ITWM have developed a co simulation framework in the construction equipment development context that serves to virtually analyze the interaction of construction equipment machines with the geomaterial. In particular, the communication interface involves Volvo CE's multibody machine models and the Fraunhofer ITWM's software package for soil simulation that is based on the discrete element method. This paper continues the development by including a power source model and an operator model that are required in order to realize force driven maneuvers. Furthermore, the paper presents some initial results from the co simulation model and makes a quantitative comparison to available measurement results for some important structural loads.

1 Introduction

Numerical system simulation plays an essential role in the modern product development process, since studying and evaluating product performance virtually and model-based can accelerate development cycles significantly. Given a large variety of machine sizes and comparably low volumes, it is an important strategy for the construction equipment manufacturers to simulate different usage scenarios with appropriate numerical system models. To obtain reliable results from these simulations on e.g. durability and performance properties it is inevitable to model both the machine itself and the interaction with the exterior environment with sufficient model quality. For construction equipment like excavators and wheel loaders, the geomaterial and its interaction with the machine during the digging process has to be modeled and simulated with proper fidelity.

As an answer to this challenge, Volvo CE and the Fraunhofer ITWM have developed a co-simulation framework in the construction equipment development context that serves to simulate and analyze the interaction with the geomaterial. In particular, the communication interface involves Volvo CE's multibody

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_37

machine models and the Fraunhofer ITWM's software package entitled "GRAnular Physics Engine (GRAPE)" based on the discrete element method [1,2] for modeling and simulating soft soil.

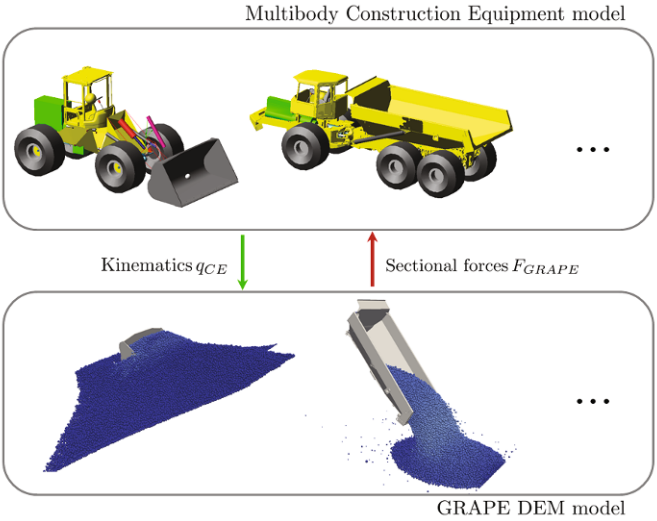


Fig. 1. Principle concept for coupling MBS models with GRAPE for granular material

The co-simulation concept establishes a force-displacement coupling, as illustrated in Fig. 1, applicable to various construction equipment machine models. A validation of the coupling environment in case of a multibody wheel loader model by comparing simulation results with existing real measurements is presented in Balzer et al. [3]. Numerical studies with a focus on GRAPE internal parameters and co-simulation settings, as well as the adaption of the communication interface to a multibody hauler model are investigated in Burger et al. [4]. However, all simulations presented in the previous papers are motion-driven. This paper continues the development by including a power source model and an operator model, described in section 2, to the previous wheel loader setup. Some preliminary results from the model and their comparison to available measurements are presented in section 3, whereas section 4 gives some conclusions and proposals for further research.

2 Integration of power source and operator model

In addition to a high fidelity machine model, a power source with physical limitations on e.g. engine torque, torque converter characteristics, hydraulic working

pressure, relief valve pressures etc. beside limitations implemented in the software is necessary for reliable and accurate predictions of loads acting on a wheel loader. Most of these features are implemented in models for performance (capacity and fuel efficiency) and controls simulations of various Volvo construction equipments in a framework called "Global Simulation Platform (GSP)" [5].

GSP is a standard adopted by entire Volvo AB covering the design principles of models, data file organization, variable naming conventions etc. for models developed in Simulink [6]. The objective of the standard is to facilitate for model modularization and re-usage. It also facilitates the usage of component models and its corresponding controls with different levels of fidelity since the interfaces between components are carefully defined in advance.

The data exchange between GRAPE (gravel pile model), Adams (machine model) and Simulink (power source model) is resolved using the developed DEM s-function [3] and the interface block for Adams plant co-simulation mode. The interface block uses sensor inputs, e.g. cylinder velocities $v_{cyl,i}$, transmission shaft rotational velocity ω_{tra} and actuator outputs, e.g. cylinder forces $F_{cyl,i}$ and transmission outgoing torque T_{tra}. In Fig. 2, the top level Simulink model is shown comprising the environment, the driver, the power source, the gravel pile model and the machine model. At this level, input and output visualization blocks for signal monitoring are available.

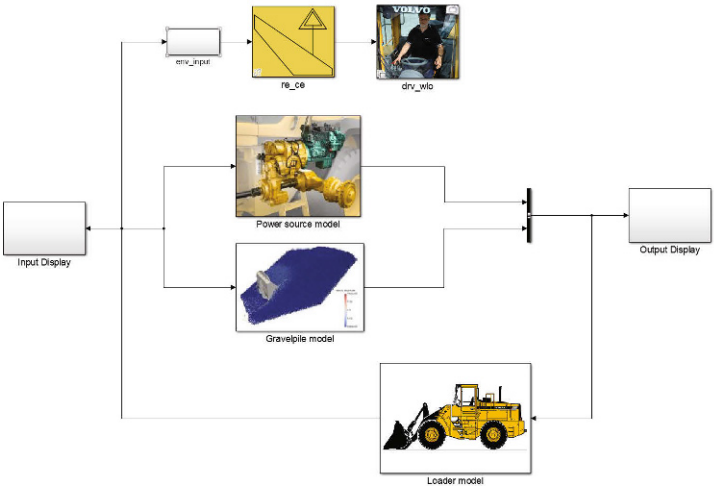


Fig. 2. Top level wheel loader co simulation model.

2.1 The power source model

Fig. 3 shows an overview of the power source model consisting of engine, auxiliary systems (alternator, cooling etc.), transmission and the hydraulic system as it is implemented in GSP. The topmost blocks in the model are responsible for the communication over the CAN-bus, whereas the right- and leftmost blocks handle sensor and actuator signals to be received from and communicated to the MBS machine model.

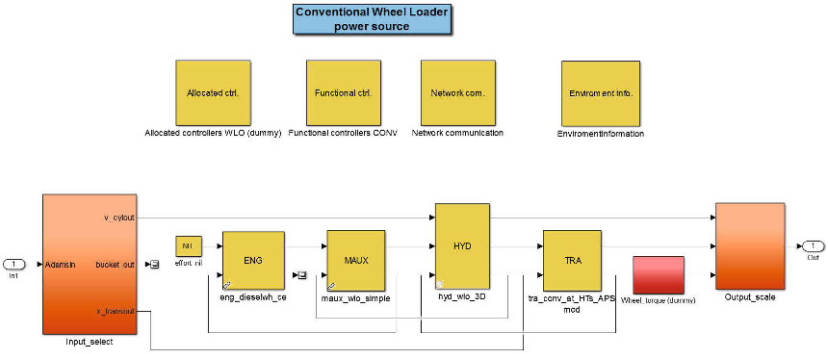


Fig. 3. The power source model.

The engine and transmission The L180 wheel loader is equipped with a 6 cylinder turbo charged 13 liter diesel engine with approximately 250 kW and 2000 Nm as the maximum torque. The engine model makes use of a simplified model of diesel engine dynamics which does not resolve the torque variation for each ignition but the torque is averaged for an entire revolution. This type of model is map-based where the static data map comes from steady state engine tests and the turbo dynamics is tuned against engine response tests. Connected to the engine model, there is a simplified model of the engine control that contains the essential entities for the simplified engine model, such as pedal map and smoke limiter map. In addition to torque, the most important output from the model is fuel consumption.

The transmission of the wheel loader is a powershift countershaft gearbox with four gears forward and backwards. The powershift technology allows for gear shifting without reduction or drop of the output torque. The engine output torque is transferred to the transmission through a single-stage torque converter with a lockup clutch. During the bucket filling phase when an extraordinary traction force is required, the lowest gear is often engaged and the torque converter is allowed to enlarge the supplied engine torque even further as the lockup

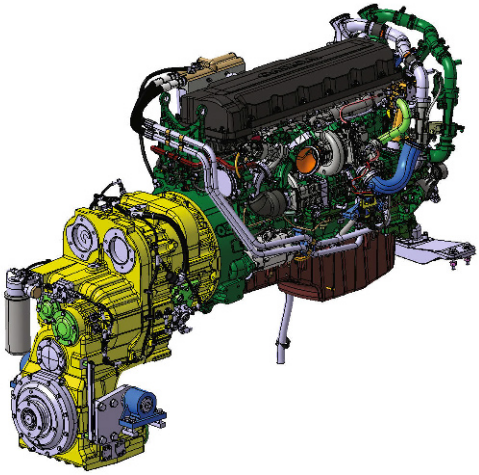


Fig. 4. Wheel loader engine and transmission.

is disengaged. On the other hand, the lockup clutch is engaged during transport at higher gears to get a more fuel efficient driving. Fig. 4 shows a wheel loader engine and transmission.

The transmission simulation model consists of a torque converter including the lockup clutch combined with a simplified model of gears and the wet clutches of the powershift gearbox. The gear shift strategy and controls are modeled in Stateflow [7] and the control model also governs the Reverse By Braking (RBB) functionality, which uses the brakes instead of the torque converter when changing driving direction.

The steering and working hydraulic The hydraulic system of a wheel loader is essential for actuating the bucket motion and the articulated steering. In contrast to an excavator where the diesel engine just supplies pressure and flow through a set of pumps, the hydraulic pumps of a wheel loader share the same power source as the transmission. This implies a constraint on the available power and the trade-off between hydraulic and mechanical power in different phases of the working cycle is essential for the machine harmony.

Volvo wheel loaders are equipped with two load sensing axial piston pumps of almost the same capacity; one mainly for the steering and one for the working hydraulics, connected to the engine flywheel by the Power Take-Off (PTO) gear set. Flow from the steering pump can be redirected by a prioritization valve to the working hydraulics if there is a low request for steering actuation. However, since steering is a safety related function, the steering command is always prioritized before the working hydraulics.

The steering is actuated by two cross coupled hydraulic cylinders, with a steering geometry layout that accomplishes a more or less constant steering rate throughout the entire steering range. The vertical motion of the bucket is actuated by two hydraulic cylinders; one at each side of the lifting framework, whereas the tilting motion of the bucket is accomplished by a single cylinder attached to the front frame and connected through a mechanical linkage to the bucket. Both functions are controlled by the operator through the hydraulic main valve mounted on the front frame. The layout of the hydraulic system of a Volvo CE wheel loader is seen in Fig. 5, where the most important components like cylinders, pumps, control valves and the hydraulic tank are shown.

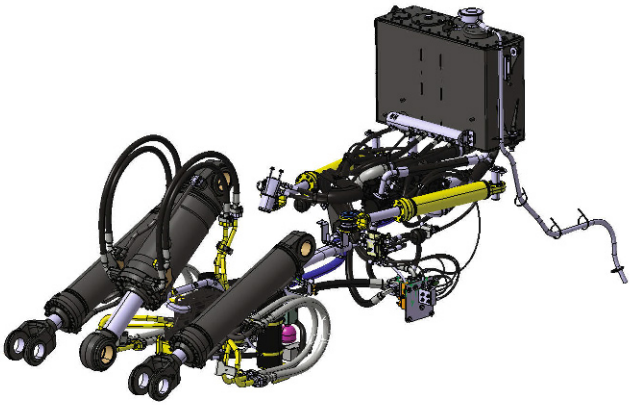


Fig. 5. Hydraulic system layout.

2.2 The operator model

The operator model in Stateflow [7] is developed for a short cycle loading operation with a load receiver positioned at an arbitrary location close to the gravel pile. The short cycle loading operation is divided into six different phases as is described in Fig. 6, phase (1-6). In each phase, the operator model controls velocity (gear selector, forward/rearward selector, accelerator and brake pedal), direction (steering), bucket position (tilting and lifting) with logic conditions describing when transition from one particular state to another state takes place. In the Stateflow model, there are a few more phases for initiation and debugging purposes. The operator model also includes latencies and noise applied to the output signals to better reflect the behavior of a real operator.

The target path from the gravel pile to the load receiver is preestimated such that the overall length of the trajectory is as short as possible while still

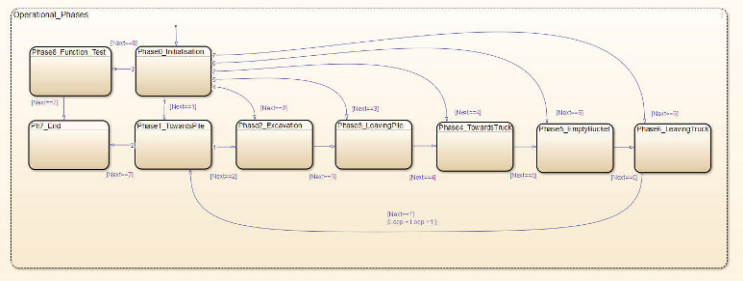


Fig. 6. Stateflow operator model.

approaching the load receiver perpendicularly. Besides this condition, the trajectory from the pile to the receiver has to be sufficiently long to lift the bucket before it reaches the dump body of the receiver.

During the first moments of the filling phase, the operator model pushes the bucket into the pile with the transmission torque meanwhile lifting with the hydraulic cylinders to redistribute loads to the front axle preventing the tires to slip. Tilting motion of the bucket is trigged by the operator model while lifting as soon as the bucket get stuck into the pile, which makes the material to flow into the bucket. The filling phase is terminated either by the bucket height or roll-back angle condition. However, lifting of the bucket continues after the bucket leaves the pile in order to reach the required dump height of the load receiver.

The dumping phase is initiated by a distance trigger, and the dumping of the bucket continues until the bucket reaches the mechanical end-stops or a predefined dump-angle. After dumping, the operator model rolls back the bucket while lowering it, to attain a suitable position of the lifting framework before the next filling phase starts.

3 Simulation results

This section presents some initial results from the integrated material machine power source model. In the following subsections, we will refer to bearing notations when presenting measurement and simulation results. Fig. 7 shows the bearing notations of a Torque Parallel (TP) linkage, used on most Volvo wheel loaders.

3.1 Short-cycle gravel pile loading

Short-cycle loading is one of the most common operations performed by a wheel loader and also one of the most damaging considering High Cycle Fatigue (HCF). Relatively high forces in combination with short cycle times give rise to a large

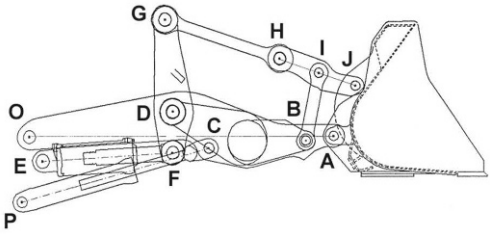


Fig. 7. Bearing notations.

number of high force ranges per time unit. One cycle typically takes approximately 30 s, which means that 100-150 cycles/hour are easily done. Large force ranges typically appear from the cycle empty-full-empty bucket or during the bucket filling phase when lifting-tilting the bucket.

The load receiver is normally positioned close to the pile, either to the left or right, and preferably with an angle of $30 - 60°$ to wheel loader direction when filling the bucket. This setup gives optimal prerequisites for an efficient short-cycle loading.

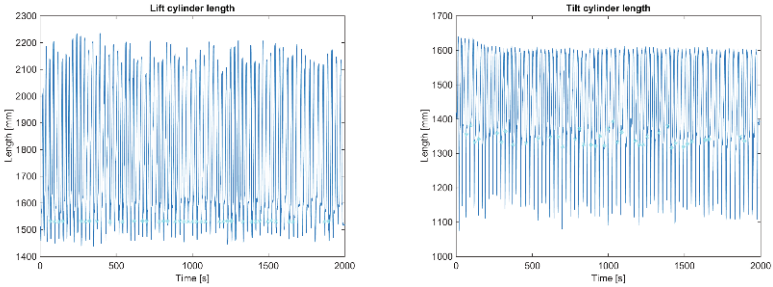
Measurement evaluation Load measurement on wheel loaders is a delicate task, since it includes many channels and different types of sensors; strain gauge bridges, pressure sensors, load pins, torque sensors, angle sensors etc. Typically, a measurement file contains approximately 150 channels, recording signals from all sensors mounted and selected CAN-bus signals. The last complete load measurement on a L180 wheel loader is dated some years back and the intention when planning this paper was to have access to fresh data, since a new test was planned fall 2017. Unfortunately, the test was delayed.

When evaluating short cycle handling, cycle detection is a key element. In the method used, new cycles are defined from both the lift and tilt cylinder lengths. A potentially new cycle is always predeceased by a bucket dump, and the trigger of a new cycle is defined when the bucket is close to horizontal position and reaches a certain height above the ground level. In Fig. 8, the start triggers for cycles with a cycle time T within the span

$$T = \bar{T} \pm 0.5\sigma, \tag{1}$$

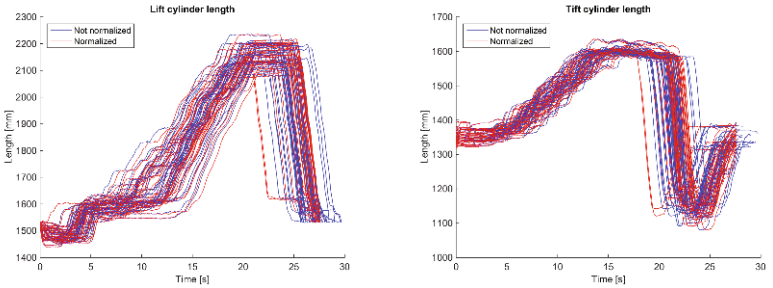
where $\bar{T}$ is the mean cycle time and σ is the standard deviation of all identified cycles, are marked with cyan stars in Fig. 8.

Fig. 9 shows the lift and tilt cylinder lengths for selected cycles in Fig. 8. The set of blue lines corresponds to the original cycle times, whereas the red lines correspond to cylinder motions normalized to the mean cycle time $\bar{T}$. Although, there is some deviation, the repetitive pattern among the cycles may easily be observed.



(a) Lift cylinder (b) Tilt cylinder

Fig. 8. Start triggers marked on the lift and tilt cylinder lengths.

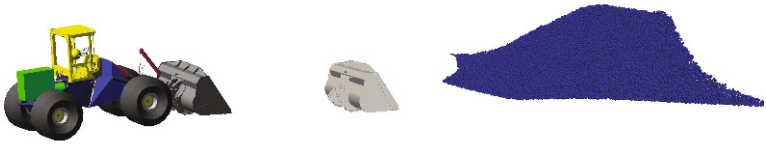


(a) Lift cylinder (b) Tilt cylinder

Fig. 9. Lift and tilt cylinder lengths for extracted cycles. Blue lines original, Red lines normalized to $\bar{T}$.

Simulation evaluation Some initial simulation results of short-cycle gravel loading with the co-simulation model described in section 2 are presented in this section. The initial state of the gravel pile is generated by compaction of free falling particles, some mirroring and cutting operations, followed by a DEM-solution step to settle the particles. The gravel pile model contains approximately 120000 particles and its initial state is shown in Fig. 10(b) together with the wheel loader model in Fig. 10(a) including flexible components in a reduced visualization mode (explain the rough visualization of the model).

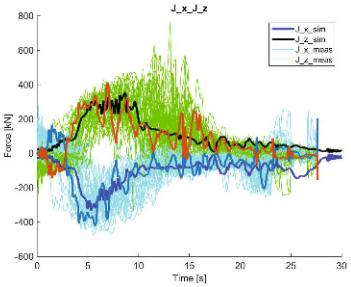
To demonstrate the simulation result and its agreement to the measurement described in the section above, bucket pin forces (J-bearing and A-bearing (Left and Right)) calculated in the bucket coordinate system (X-axis parallel to the bottom of the bucket) are displayed in Fig. 11. The blue and black result correspond to simulated forces, whereas the cyan and green represent measured



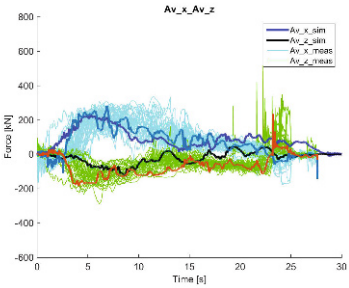
(a) Adams model (b) GRAPE model

Fig. 10. Initial state of the wheel loader and gravel pile model.

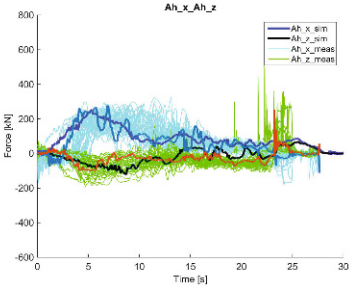
forces for cycles fulfilling (1). To visualize the variation of the measured forces in time, one cycle is selected and the forces are shown as brown and light-blue curves. The large A-bearing forces in measurements around 25 s are caused by the mechanical stop that limits the bucket dump angle.



(a) J bearing



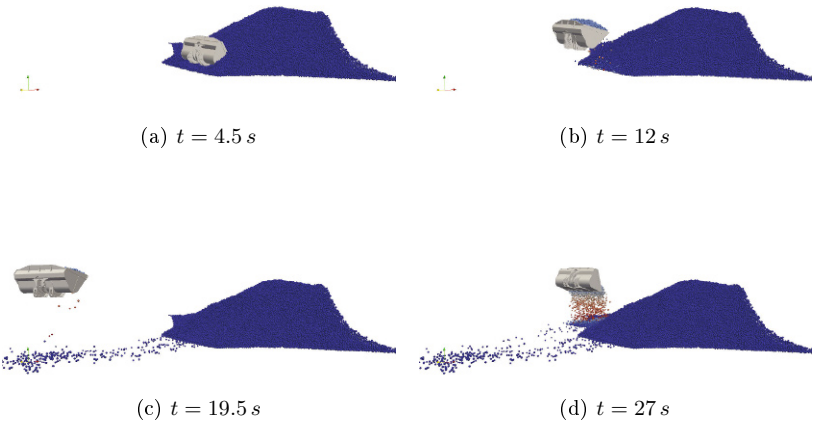
(b) Left A bearing



(c) Right A bearing

Fig. 11. Simulated and measured bucket bearing forces.

This first result obtained from the co-simulation model is considered to be acceptable. The remaining bearing forces of the loading unit show conceptually similar results as for the A- and J-bearings, since they are all highly influenced by the load applied to the bucket. However, internal loads may be generated when any of the mechanical stops becomes active during a cycle, which may influence the result to some extent. Until now, the mechanical stops are included in the model but stayed inactive during the short-cycle. Fig. 12, shows snapshots of the gravel pile state and its interaction with the bucket at four distinct times. The color of a particle corresponds to the length of its velocity vector $\boldsymbol{v}$.



(a) $t = 4.5\,s$ (b) $t = 12\,s$

(c) $t = 19.5\,s$ (d) $t = 27\,s$

Fig. 12. Snapshot from the bucket gravel pile interaction.

The model will be subjected to more validation activities as soon as results from the planned, more well-defined, measurement are available. Also a refined calibration of the DEM model parameters for the specific material at the test site should be considered [8] when the test is conducted.

Towards the end of the cycle, the operator model experiences some difficulties that requires extra attention in order to repeat several short-cycle loading cycles consecutively. Also, some minor difficulties are observed when changing the direction of the loader, which may be caused by the simplified RBB functionality that is implemented.

4 Concluding remarks and future research

The paper extends the previous work on co-simulation of a MBS machine model and the interaction with the granular material DEM model. A power source

model comprising the mechanical transmission and the hydraulic system have been included to obtain natural bounds on the available power, besides the off-line operator model that controls the wheel loader. For a short-cycle loading operation, the structural forces extracted in the bearings of the loading unit and the rest of the wheel loader conceptually show similar results as have been observed in measurements.

Although the co-simulation model is up and running, further validation steps and tuning are required before the model could be used in new product development projects. However, the ultimate target with load simulation activities for construction machines is to limit the number of prototypes and test in early development phases.

References

1. M. Obermayr, K. Dreßler, C. Vrettos, and P. Eberhard. A bonded particle model for cemented sand. *Computers and Geotechnics*, 49:299–313, 2013.
2. M. Obermayr, C. Vrettos, P. Eberhard, and T. Däuwel. A discrete element model and its experimental validation for the prediction of draft forces in cohesive soil. *Journal of Terramechanics*, 53:93–104, 2014.
3. M. Balzer, M. Burger, T. Däuwel, T. Ekevid, S. Steidel, and D. Weber. Coupling DEM particles to MBS wheel loader via co simulation. In *Proceedings of the 4th Commercial Vehicle Technology Symposium (CVT 2016)*, pages 479–488, Kaiser slautern, 2016.
4. M. Burger, K. Dreßler, T. Ekevid, S. Steidel, and D. Weber. Coupling a DEM material model to multibody construction equipment. In *Proceedings of the 8th ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics*, pages 417–424, Prague, 2017.
5. R. Andersson. GSP Standards and Guidelines, version 2.5. Technical report, Volvo Group Truck Technology, Göteborg, 2015.
6. MathWorks. Simulink. https://se.mathworks.com/products/simulink.html, 2017.
7. MathWorks. Stateflow. https://se.mathworks.com/products/stateflow.html, 2017.
8. C.J. Coetzee. Review: Calibration of the discrete element method. *Powder Tech nology*, 310:104–142, 2017.

Physics-based virtual environments for autonomous earthmoving and mining machinery

Martin Servin[1,2] and Michael Brandl[1]

[1] Algoryx Simulation AB, Kuratorvägen 2, SE-90736 Umeå, Sweden
[2] Umeå University, SE-90187 Umeå Sweden
martin.servin@umu.se

Abstract. The scientific foundation for constructing virtual environments (VE) that support the development of earthmoving and mining machinery with autonomous capabilities is summarized. It is explained how the physics simulation engine AGX Dynamics supports this. Finally, a methodology for computational design exploration of an autonomous load-haul-dump machine in a physics-based VE is described.

Keywords: Physics Engine, Autonomous Mining, Multibody, Granular, LHD.

1 Introduction

Increased automation in the field of earthmoving and mining is important for economic, environmental and safety reasons. It is however challenging to find solutions that are both efficient and robust. The machines move in unstructured and dynamic environment, and handle fragmented material whose behavior is difficult to predict. In a physics-based virtual environment it is possible to explore many alternative solutions in different scenarios and generate sufficiently large and varied data sets to train autonomous systems. Such a virtual environment requires reliable physics integrated with computational algorithms for the many subsystems: mechanics, materials, actuators and sensors. The performance and precision must be sufficient for the intended use. Real-time performance is often required when the simulation involves human- or hardware in-the-loop. The virtual environment needs also be modifiable with interoperability between the software and engineering tools used to compose it, so that validated models are easy to share and reuse within and between organizations.

2 Scientific foundation

A *virtual environment* (VE) is a visual interactive computer-simulated world whose elements have geometric and physical attributes, and evolve according to a given set of physical laws. To the virtual world there are interfaces in the form of 3D visualization, signal inputs and outputs for sensors and actuators that are used for control - that may be manual, semiautonomous or fully autonomous.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_38

The hardware for running VEs range from an ordinary laptop to distributed over a cluster of powerful computers. It may include advanced VR systems such as motion platforms and haptic feedback.

VEs are designed to be very general. All possible states and courses of events that may occur with the given elements can be simulated as long as they are consistent with the physics laws that are implemented. The core of a VE is a so-called *physics engine*. That is a software library with dedicated data structures and algorithms for representing physical objects, managing their interaction and solving the dynamic system's equations of motion to evolve the VE forward in time. The scientific foundation of modern physics engines for industrial and scientific applications is described below, with the design and control of earthmoving and mining machinery particularly in mind.

2.1 Multi-domain nonsmooth multibody dynamics

A physics engine must support faithful multi-domain and multibody dynamics, while ensuring a fast and stable simulation. The presence of contacts, controllers and human or hardware in-the-loop means that the connectivity between the system variables varies frequently and unpredictably during simulation. Articulated rigid and flexible bodies are therefore modeled on *descriptor form*[3] and Lagrangian formulation in terms of differential algebraic equations (DAEs) [15]. This can be extended to include dynamic models of other physics domains - such as hydraulics, electronics and drivetrain - and multidomain couplings in terms of effort and flow variables [19]. Stable numerical steppers, designed to preserve the fundamental physical invariants, are constructed with discrete-time mechanics and variational integrators [21]. The integration of the DAEs of motions requires solving large block-sparse linear systems of equations. This can be done with high performance codes for direct factorization that exploit parallelism using graph partitioning and block operations with optimized BLAS3 kernels [25].

It has been realized that contacts, dry friction, limits on joint and actuators are best treated in terms of inequality constraints and complementarity problems [28] and considering the time-discrete system as a *nonsmooth dynamics* system [1]. This means that velocities may change discontinuously in accordance with some contact and impact law giving rise to impulses that propagate *instantaneously* throughout the system. This enables fixed-step time integration with large time-step. Many VEs with heavy machines run with time-step size $1-20$ ms. The alternative is to do exact event detection (in time) or to use fine enough temporal resolution for all the dynamics to appear smooth and modeled in terms of continuous DAEs and ordinary differential equations alone. That is an intractable approach for full-system simulations of mechatronics system with any substantial complexity.

The time-stepping subproblem in the nonsmooth dynamics approach becomes a nonlinear complementarity problem (NCP) or quadratic programming problem (QP) in place of nonlinear system of equations. This is often linearized

[3] All the degrees of freedom are represented and no coordinate reduction is done.

into a mixed complementarity problem (MCP) [12]. The strict computational budget of most VEs means that one-stage methods of first or second order are favored. Popular methods include reformulating the NCP constraint equations as Fischer-Burmeister or Fischer-Newton NCP function [10], Alart-Curnier function [2] or proximal (prox) function. The PATH solver [9] has been widely used in solving MLCPs. Constraint regularization and stabilization are important to reduce errors that may occur from high-velocity impacts and to improve numerical solvability [4]. The SPOOK stepper is derived from a variational formulation of nonholonomic and compliant constraints, and has been proven to be linearly stable [17]. The regularized constraints may be viewed as Legendre transforms of a potential or a Rayleigh dissipation function. This enables modeling of arbitrarily stiff elastic and viscous interactions in terms of constraint forces with direct mapping between the regularization and stabilization terms to physical material parameters. The physics engine *AGX Dynamics* is one instance of the described computational technology, summarized in Fig. 1.

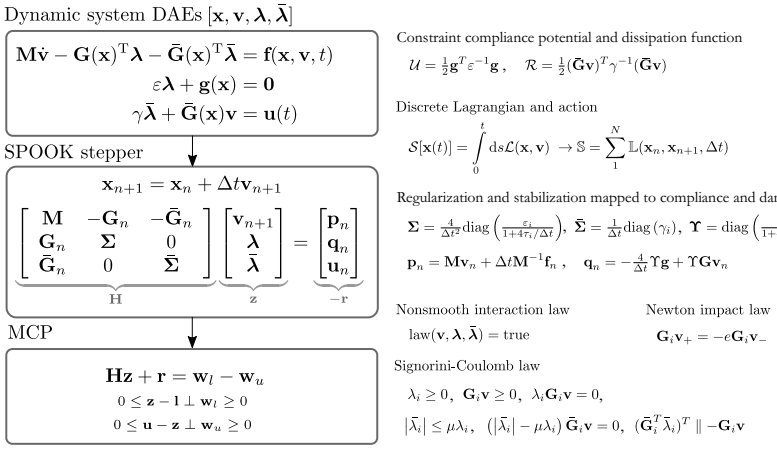


Fig. 1: The mathematical building blocks of the physics engine AGX Dynamics - from equations of motion to the discrete-time integrator and its mixed complementarity problem following the contact laws and joint and actuator limits.

2.2 Computational granular dynamics

Rocks and soil are granular matter, which is defined as a large collection of discrete macroscopic particles interacting locally by interfacial contact forces that are highly dissipative. There is a multitude of methods for simulating these materials [22]. The widely used *discrete element method* (DEM) is popular for its

versatility. It can be used for simulating granular matter in all its three phases: gaseous, liquid as well as solid. With DEM the bulk dynamics emerge naturally from the collective behavior of the particles with no need for constitutive modeling other than the local contact law and particle properties such as shape, viscoelasticity and surface friction. When the dynamics of a machine and granular material are strongly coupled, it is advantageous to treat them both as nonsmooth dynamics systems to achieve a fast and stable simulation by means of time-implicit integration. Several versions of *nonsmooth DEM* (NDEM) have been provided [24,27] that enable time-step up to 1000 times larger than for conventional DEM. Each solve is, however, computationally intense, why iterative solvers that may be truncated at a desired precision are preferred. Many techniques for computational acceleration have been developed [23,29,26,30].

2.3 Computational robotics and machine vision

There is a growing interest in using virtual environments as complement to physical experiments for machine learning and intelligent task and motion planning for machines handling objects in a cluttered or rough terrain environments [5]. There are also promising results of using physics driven virtual environments in-the-loop for object motion tracking [7] and path planning of terrain vehicles [8]. These motivate integration with software libraries for robotic control and machine vision, e.g., Robotic Operating System (ROS), OpenCV, Point Cloud Library (PCL) or VANE [13]. The open source robotics simulation software Gazebo [16] supports this integration and has a generic physics API.

2.4 Co-simulation

The term co-simulation describes a setup where the full system is composed of two or more subsystems that share dynamic variables, yet are simulated as black boxes in a distributed manner. The main reasons for doing co-simulation are that the subsystems rely on distinct simulation software and solvers, or in order to avoid disclosing confidential models. The subsystems are coupled either by sharing physical forces at the boundaries or by algebraic constraints. The Functional Mockup Interface (FMI) [3] provides a tool independent standard for creating and interconnecting subsystem software components, and several runtime environments with master steppers are available [11,18].

3 AGX Dynamics

AGX Dynamics from Algoryx Simulation AB is a multi-purpose physics engine for simulators, VR applications, engineering and scientific simulation of mechatronics, materials and industrial processes. Typical systems include robots, vehicles, cranes and other complex mechanisms found in manufacturing, transportation, construction and bulk material processing. The customer's purpose of use

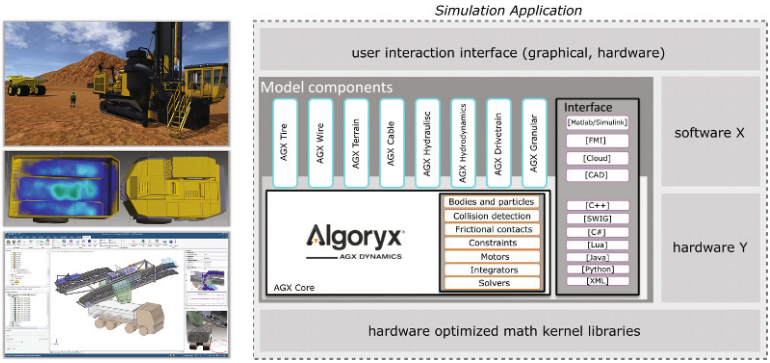


Fig. 2: AGX Dynamics is a multi-purpose physics engine for simulators, VR applications, engineering and scientific simulation enabling VE:s as stand-alone simulation application or integration into other software and hardware.

ranges from simulation based design, control and optimization to testing with human- or hardware-in-the-loop, operator training, sales and marketing.

The software is architectured as a Software Development Kit (SDK), see Fig. 2. It consists of hundreds of C++ classes of highly optimized and portable code for integration with simulator software and hardware, or for stand-alone simulation applications. The core library is oriented around rigid multibody systems with nonsmooth dynamics, numerical time integration based on SPOOK [17] and high-performance parallel equation solvers that provide robust and valid simulations even for systems with extreme loads and mass ratios, kinematic loops, redundant constraints, frictional contacts and impulsive dynamics. A number of library modules support high-level modeling and simulation of cable and wire, drivetrain, hydraulics, hydrodynamics, granular materials, terrain and tires. User code can be injected for event handling, virtual sensors, actuators and controllers. Simulations can be authored and managed either directly through the C++ API, through high-level scripting via Python, C# or Lua, or through the graphical user interface in the 3D modeling environments *AGX Momentum* and the VR and simulator development platform *Unity*. AGX supports FMI export and co-simulation with other software tools that support the FMI standard [3,18]. It also supports direct coupling with Matlab/Simulink.

AGX has both direct and iterative MCP solvers that are tailored for the sparse linear algebra operations of contacting multibody systems. A hybrid direct-iterative solver and smart splitting scheme supports the simultaneous use of both direct and iterative solver kernels for solving different parts of the system with different precision. This enables simulations that combine high performance, accuracy and scalability. This is essential for efficient and reliable simulation of heavy machinery excavating or transporting granular materials. The direct solver is applied to the vehicle mechanics and hydraulics and is ex-

act to machine precision, while the scalable iterative solver provides a fast and approximate solution of the granular dynamics. The coupling can be solved either using a direct or iterative method, or a combination. With the NDEM approach to granular materials, the viscoelastic material parameters can be mapped to the constraint compliance and damping parameters of the SPOOK stepper [27]. For small relative contact velocities, or in the limit of small time-steps, the normal constraint force coincides with the Hertz contact law, i.e., $\mathbf{G}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\lambda} \rightarrow k[\delta^{3/2} + c\delta^{1/2}\dot{\delta}]\mathbf{n}$, with overlap δ, normal stiffness $k = E^*\sqrt{2d}/3$ in terms of the effective Young's modulus E^*, the particle diameter d, and the viscocity c. NDEM granular sub-systems are solved using a parallel projected Gauss-Seidel algorithm with domain decomposition. The computational speed is further accelerated using adaptive model reduction [26] and warmstarting [30].

4 Computational exploration of an autonomous LHD

For demonstration purpose, we describe a method for computational exploration of an autonomous load-haul-dump (LHD) machine using a virtual environment. An LHD is a four-wheeled vehicle designed to operate in underground mines along narrow paths. It has an articulation steering joint that separates the rear driving unit from the front loading unit, which is equipped with a loading boom arm and bucket. LHDs are still not fully automated but rely on a human operator for controlling the loading task, normally by remote. The haul and dump tasks have been successfully automated, but loading of fragmented rock remains a challenge [6]. The difficulty lies in perceiving the state of the pile, making a dig plan and controlling the machine movement to fill the bucket in short time, avoiding damage on the vehicle, and leaving the pile in a state well-suited for continued loading.

Autonomous loading can be divided into pile analysis, dig planning and motion control during approach, entry, digging and breakout. We propose using VEs for systematic exploration of the design space for dig planning and loading control. The method is outlined in Fig. 3. The idea is to first construct a detailed simulation model for the rock pile and the machine equipped with sensors, powertrain and actuators, using the method in Fig. 1. The next step is to provide the system with a generic dig plan and loading control algorithm that are functions of a set of design variables, $\boldsymbol{x}$, as well as of the sensor data and the kinematics of the machine, see Fig. 4. The planned bucket motion depends on four design variables, $\boldsymbol{x} = [\alpha, \beta, \gamma, \kappa]$, that parametrize the target fill ratio (α), the dig depth (β), entry point (γ) and bucket curl during filling (κ). One shallow and one deep dig trajectory, relative to the estimated pile surface, are indicated in Fig. 4. A large set of simulated loading operations are carried out with different values on the design variable and different rock piles. A loading performance, $\phi(\boldsymbol{x})$, is measured in each simulation according to a specified set of objective functions for the productivity, machine damage and resulting pile state. A surrogate model is constructed, using the SUMO Toolbox [14], for how the loading performance depends on the design variables for dig planning and

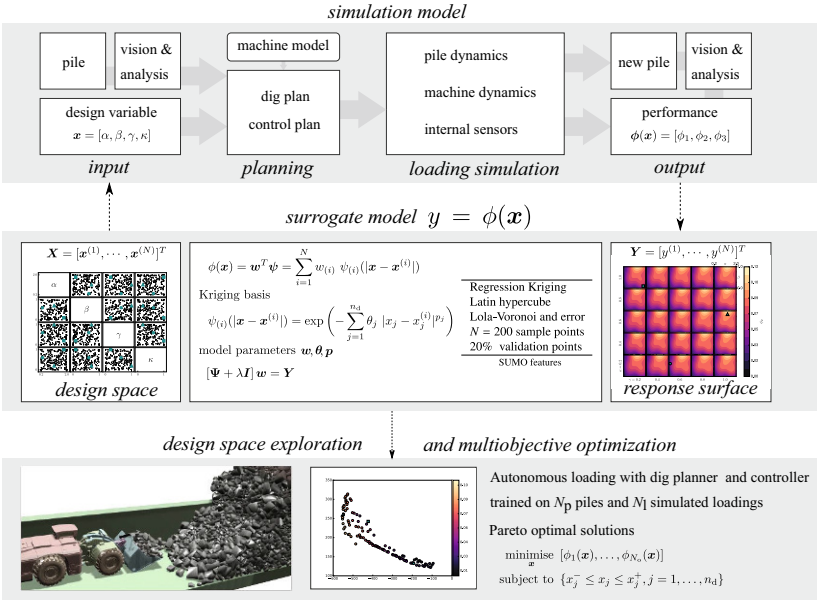
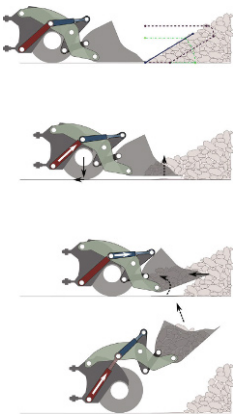


Fig. 3: Illustration of the proposed method for computational exploration of dig planning and loading control with sample results from [20].

loading control. The evaluation time for the surrogate model is negligible compared to the time for physics-based simulation. The surrogate model enables systematic exploration of the design space and visualization of the response surfaces. A set of Pareto optimal solutions can be determined using multiobjective optimization, for which the genetic algorithm NSGA-II in Matlab's *gamultiobj* is used.

The described method for computational exploration was applied in a recent study [20] considering the dig planning task for loading at the draw point in a narrow tunnel (Scenario 1). Nearly 5000 loading cycles where simulated with a muck pile consisting of approximately 5000 rocks. A surrogate model with accuracy of $5-18\%$ was built, analysed and a set of Pareto optimal solutions for the dig plan design variables were found. Sample results are shown in Fig. 3 and videos are found at `http://umit.cs.umu.se/loading`. The objective function for damage was based on critical twisting forces in the joint connecting the boom and the bucket. The objective function for the resulting pile state was based on the amount of rock spill in front of the pile. A set of dig planning design variables where identified that combine high productivity with low damage and rock spill. These variables correspond to shallow dig trajectories, attempting to overfill the bucket by 30 %, applying a large bucket curl and entering the pile at a point



Algorithm 1 Automated loading

Input: Dig planning and control variables $\boldsymbol{x}$
Output: Loading performance $\boldsymbol{y}$

pile measurement and analysis $\rightarrow \mathcal{P}$
generate a dig plan $\mathcal{D} \leftarrow [\mathcal{P}, \boldsymbol{x}]$
enter pile at given point and pose $\leftarrow \mathcal{D}$
while breakout condition $(\boldsymbol{x})$ = false **do**
    drive at target speed v_e
    measure wheel slip and boom cylinder force
    if wheel slip tendency **then**
        increase boom lift force $\leftarrow \boldsymbol{x}$
    end if
    if pile resistance $(\boldsymbol{x})$ **then**
        increase bucket curl $\leftarrow \boldsymbol{x}$
    end if
end while
raise boom and bucket maximally if not there
retract from and measure the pile
compute loading perforance $\rightarrow \boldsymbol{y}$

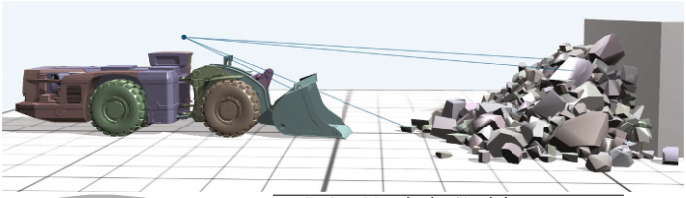
Fig. 4: Illustration of automated loading and algorithm for force-based control. The operations that depend on the design variable are colour highlighted.

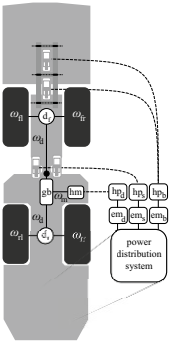
with center of mass closer to the front. Force-based loading control was not used in [20] and the present powertrain model is more evolved.

The LHD is modelled as a rigid multibody system consisting of 18 bodies and 24 joints, primarily hinge and prismatic constraints with joint limits on the extensions of hydraulic cylinders. The geometry, mass and powertrain characteristics are those of a Sandvik LH621[4], which has an operating weight of 56 tonnes, is 12 m long and 3 m wide. The key bodies are listed in Fig. 5, where the LHD and the powertrain system are also illustrated.

The rock pile is modeled as contacting rigid bodies of different convex shapes and size. The material parameters are listed in Fig. 5. Two scenarios are created. Scenario 1 represents loading at the draw point in the end of a narrow tunnel where the pile stretches further back and up [20]. Scenario 2 is a pile in front of a static wall. For vision, a virtual 3D imaging device is assumed mounted on top of the machine. The 3D imaging sensor consists of a simulated camera and a laser scanner modeled as a point-based source of rays with angular density of about 1 K rays per steradian and a point-based receiving unit placed 100 mm from the source. The sensor outputs 2D images from the simulated camera as well as a 3D point cloud in the coordinate system of the mine. Sample data is displayed in Fig. 6. A pile analysis algorithm transforms the points representing a pile surface into a mass distribution from which the center of mass can be estimated and projected to the pile front on the ground to obtain a pile entry point to which the LHD can be steered.

[4] Sandvik Technical Specification LH621-18,`http://unitedminingrentals.com/pdf/trucks/LH621.pdf` and 3D model from `https://www.cgtrader.com/3d-models/vehicle/industrial/sandvik-underground-loader-toro-0011`.





Body	Mass [ton]	Size [m]
wheel	1.9	$r_{\mathrm{w}} = 1.0$
rear unit	27	$5.9 \times 3.0 \times 2.9$
front unit	15	$4.0 \times 3.0 \times 2.9$
boom	3.7	$r_{\mathrm{lb}} = 2.5$
Z-bar	0.88	1.6
bucket	6.4	$r_{\mathrm{bt}} = 2.0$ m, $V_{\mathrm{b}} = 8.0$ m^3

Property	Value
number of rocks in tunnel	~ 5.500
size distribution	[0.3, 0.4, 0.6, 0.8] m
	[20, 30, 30, 20] % of mass
mass density	2.500 kg/m^3
elastic modulus	1.0 GPa
Poisson ratio	0.3
rock-rock restitution	0.0
machine-rock restitution	0.1
rock friction coefficient	0.9
other friction coefficients	1.0

Fig. 5: Illustration of the LHD, equipped with a 3D vision sensor (center point and view frame illustrated) and electric-hydraulic power distribution system.

The described method for computational exploration can also be applied to the loading control only. For this purpose a simple force-based loading control algorithm, mimicking the more sophisticated admittance control [6], was developed and examined. The idea, illustrated in Fig. 4, is to control the bucket motion based on the wheel slip and pile resistance, measured as the moving average $[f_{\mathrm{l}}(t)]_\tau$ of the lift cylinder force over a time window $t - \tau$ to t. The pile resistance increases as the LHD enters the pile. This may cause loss of traction. If any wheel starts spinning, $[\omega_{ij}]_\tau > \omega_{\mathrm{spin}}$, the boom lifting is activated to increase the normal and traction force until the wheel spinning ceases. The bucket tilting is activated when the force in the lift cylinder exceeds a threshold. This is to prevent excessive slip, bucket under- or overfilling and prolonged loading time. The bucket tilting is held constant while $[f_{\mathrm{l}}(t)]_\tau > f_{\min} \equiv c_{\mathrm{bc}} M_{\mathrm{bc}} g_{\mathrm{acc}}$ and otherwise $\omega_{bt}(t) = \omega_{bt}^{\max}\,(1 - f_{\min}/[f_{\mathrm{l}}(t)]_\tau)$, where M_{bc} is the loading capacity of the bucket and c_{bc} is determined experimentally and considered as a control design variable in addition to $\omega_{\mathrm{bt}}^{\max}$.

A simplified electric-hydraulic powertrain model is assumed to distribute the total available power, $P_{\max} = P_{\mathrm{d}}^{\max}(t) + P_{\mathrm{s}}^{\max}(t) + P_{\mathrm{b}}^{\max}(t)$, to the subsystems for drive (d), articulated steering (s) and for lifting and tilting the bucket (b). The power limits may be distributed differently during entry of the pile, bucket filling and breakout. Each actuator is modeled by an effort constraint, e.g., $\varepsilon_{\mathrm{m}}\lambda_{\mathrm{m}} + \omega_{\mathrm{m}} = \omega_{\mathrm{m}}^{\mathrm{target}}(t)$ for the hydraulic motor driving the

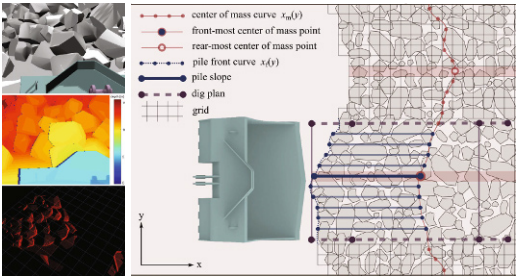


Fig. 6: The imaging sensor produce a 2D camera image (top left) and a 3D point cloud (middle and lower left). A pile analysis algorithm transform the surface points into a mass distribution that is input to a dig planning algorithm.

motor shaft at target target speed $\omega_{\mathrm{m}}^{\mathrm{target}}(t)$ that is set by the control system (or operator). The applied torque and power, $\tau_{\mathrm{m}} = \lambda_{\mathrm{m}}$ and $P_{\mathrm{m}} = \tau_{\mathrm{m}}\omega_{\mathrm{m}}$, depend on the dynamics of the full system and follow from the numerical computations carried out by the physics engine, as described in Fig. 1. The hydraulic motor is assumed to be fed by hydrostatic transmission, with hydraulic pump ($\mathrm{hp_d}$), and an electric motor ($\mathrm{em_d}$) such that the total power for actuating the motor shaft is $P_{\mathrm{d}} = \eta_{\mathrm{depm}} P_{\mathrm{m}}$ where η_{depm} is the combined energy efficiency of the power transmission between the electric motor and hydrostatic transmission. A gearbox (gb) couples the motor shaft to the main drive shaft and provides it with velocity and torque pair $[\omega_{\mathrm{d}}, \tau_{\mathrm{d}}]$ and with gear ratio constraint $\omega_{\mathrm{d}} = c_{\mathrm{gb}}\omega_{\mathrm{m}}$. The drive shaft is then connected to the four wheel axes with angular velocity $[\omega_{fl}, \omega_{fr}, \omega_{rl}, \omega_{rr}]$ via a front and rear differential ($\mathrm{d_d}$ and $\mathrm{d_r}$) modeled by the constraints $\omega_{\mathrm{fl}} + \omega_{\mathrm{fr}} = \omega_{\mathrm{d}}$ and $\omega_{\mathrm{rl}} + \omega_{\mathrm{rr}} = \omega_{\mathrm{d}}$. A power limit, $P_{\mathrm{d}}^{\max}$, on the drive system thus translates to a constraint limit $|\lambda_{\mathrm{m}}| \leq P_{\mathrm{d}}^{\max}/\eta_{\mathrm{depm}}\omega_{\mathrm{m}}$. The articulated steering is similarly modeled as an actuator that attempts to drive the articulation joint at a desired rotational speed (ω_{s}) given a limit on the constraint multiplier, $|\lambda_{\mathrm{s}}| \leq P_{\mathrm{s}}^{max}/\eta_{\mathrm{sepc}}\omega_{\mathrm{s}}$, set by available power for steering and efficiency η_{sepc} of the electric motor ($\mathrm{em_s}$) and hydraulic pump ($\mathrm{hp_s}$). The loading unit connects the boom arm and bucket through a Z-bar linkage mechanism with one hydraulic cylinder for lifting (l) the boom and one for tilting (t) the bucket. The two cylinders share the power supplied by a hydraulic pump ($\mathrm{hp_b}$) and electric motor ($\mathrm{em_b}$). This is modeled as two linear actuators with effort constraint $\varepsilon_{\mathrm{b}i}\lambda_{\mathrm{b}i} + v_{\mathrm{b}i} = v_{\mathrm{b}i}^{\mathrm{target}}(t)$ with $i = \mathrm{l}, \mathrm{t}$. Since the two actuators share a common power source, the constraint limits are $|\lambda_{\mathrm{bi}}| \leq (P_{\mathrm{b}}^{\max} - P_{\mathrm{bj}})/\eta_{\mathrm{bepm}} v_{\mathrm{bi}}$ for $j \neq i$ and actuator power $P_{\mathrm{bi}} = \lambda_{\mathrm{b}i} v_{\mathrm{b}i}$. The joints and actuators are equipped with force sensors and motion encoders producing signals for controlling the machine.

Three samples of simulations for Scenario 2 with different control design variables, $\boldsymbol{x} = [c_{\mathrm{bc}}, \omega_{\mathrm{bt}}^{\max}]$ are presented in Fig. 7. The bucket filling was measured to 8.7, 11.0 and 12.7 tonnes, the respective loading time 10, 11 and 12 s. The lift

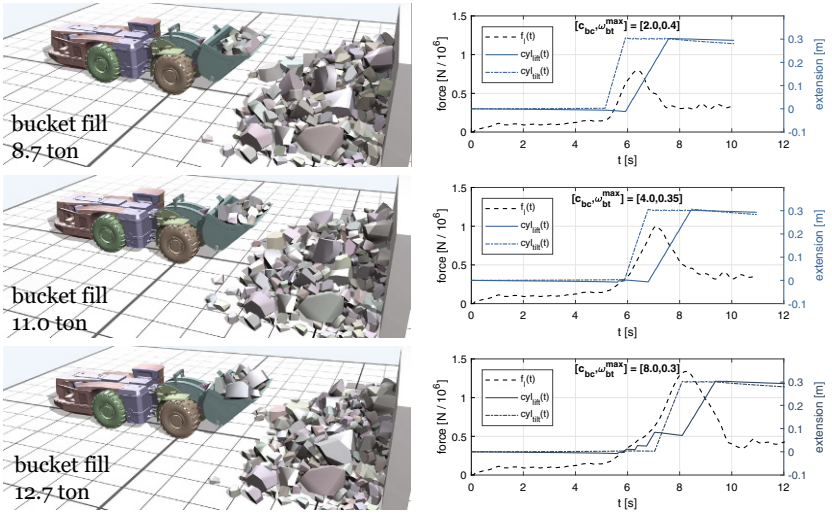


Fig. 7: Different design variable, $[c_{\mathrm{bc}}, \omega_{\mathrm{bt}}^{\max}]$, give different bucket filling and loading time. The right subplots show the cylinder extension and force.

force and cylinder extensions, as function of time, are also shown in Fig. 7. The respective peak force value in the lift cylinder was 750, 1000 and 1300 kN. The most aggressive loading caused wheel slip that was efficiently reduced by the lifting of the boom for increased traction, but the loading time was nevertheless prolonged. The target speed into the pile was 1 m/s. Videos from simulations can be accessed from `http://umit.cs.umu.se/LHD`.

References

1. Acary, V., Brogliato, B.: Numerical Methods for Nonsmooth Dynamical Systems: Applications in Mechanics and Electronics. Springer Verlag (2008)
2. Alart, P., Curnier, A.: A mixed formulation for frictional contact problems prone to newton like solution methods. Comp. Appl. Mech. Eng. 92(3), 353–375 (1991)
3. Blochwitz, T., et al.: The functional mockup interface for tool independent exchange of simulation models. In: Proc. 8th Int. Modelica Conf. pp. 105–114 (2011)
4. Bornemann, F., Schütte, C.: Homogenization of Hamiltonian systems with a strong constraining potential. Phys. D 102(1-2), 57–77 (1997)
5. Boularias, A., Bagnell, A., Stentz, A.: Efficient optimization for autonomous robotic manipulation of natural objects. In: Proc. 28th Conf. Artificial Intelligence (AAAI). pp. 2520–2526 (2014)
6. Dobson, A., Marshall, J., Larsson, J.: Admittance control for robotic loading: Design and experiments with a 1-tonne loader and a 14-tonne load-haul-dump machine. Journal of Field Robotics. 34(1), 123–150 (2017)

7. Duff, D.J., et al.: Physical simulation for monocular 3d model based tracking. In: Int. Conf. Robotics and Automation (ICRA). pp. 5218–5225 (2011)
8. Ettlin, A.: Rigid body dynamics simulation for robot motion planning. Doctoral thesis no 3663 at Ecole polytechnique fédérale de Lausanne (2006)
9. Ferris, M.C., Munson, T.S.: Complementarity problems in gams and the path solver. J. Econ. Dyn. Control. 24(2), 165–188 (2000)
10. Fischer, A.: A newton-type method for positive-semidefinite linear complementarity problem. J. Optimiz. Theory. App. 86, 585–608 (1995)
11. Galtier, V., et al.: Fmi-based distributed multi-simulation with daccosim. In: Proc. Symp. Th. Mod. & Simu DEVS 15. Alexandria, Egypt (2015)
12. Glocker, C., Pfeiffer, F.: An lcp-approach for multibody systems with planar friction. In: CMIS 92 Cont. Mech. Int. Symp. pp. 13–20. Lausanne, Switzerland (1992)
13. Goodin, C.: Sensor modeling for the virtual autonomous navigation environment. In: Sensors 2009. IEEE, Christchurch, New Zealand (2009)
14. Gorissen, D., Couckuyt, I., Demeester, P., Dhaene, T., Crombecq, K.: A surrogate modeling and adaptive sampling toolbox for computer based design. Journal of Machine Learning Research 11, 2051–2055 (07 2010)
15. Haug, E.J.: Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems. Prentice-Hall, Englewood Cliffs (1989)
16. Koenig, N., Howard, A.: Design and use paradigms for gazebo, an open-source multi-robot simulator. In: IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). vol. 3, pp. 2049–2154 (2004)
17. Lacoursiére, C.: Regularized, stabilized, variational methods for multibodies. 48th Scandinavian Conf. Sim. Mod. (SIMS 2007), Göteborg, 30–31 pp. 40–48 (2007)
18. Lacoursiére, C., Härdin, T.: Fmi go! a simulation runtime environment with a client server architecture. In: Proc. 12th Int.Modelica Conf. pp. 653–662 (2017)
19. Layton, R.A., Fabien, B.C.: Systematic modelling using lagrangian daes. Math. Comp. Model. Dyn. 7(3), 273–304 (2001)
20. Lindmark, D., Servin, M.: Computational exploration of robotic rock loading. Submitted manuscript. (2017), `http://umit.cs.umu.se/loading/`
21. Marsden, J.E., West, M.: Discrete mechanics and variational integrators. Acta Numer. 10, 357–514 (2001)
22. Pöschel, T., Schwager, T.: Computational Granular Dynamics, Models and Algorithms. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg (2005)
23. Precklik, T., Rude, U.: Leveraging parallel computing in multibody dynamics. Multibody Syst. Dyn. 2, 173—196 (2015)
24. Radjai, F., Richefeu, V.: Contact dynamics as a nonsmooth discrete element method. Mechanics of Materials 41(6), 715–728 (2009)
25. Schenk, O., Gaertner, K.: On fast factorization pivoting methods for sparse symmetric indefinite systems. Elec. Trans. Numer. Anal. 23, 158–179 (2006)
26. Servin, M., Wang, D.: Adaptive model reduction for nonsmooth discrete element simulation. Computational Particle Mechanics. 3(1), 107–121 (2016)
27. Servin, M., Wang, D., Lacoursiére, C., Bodin, K.: Examining the smooth and nonsmooth discrete element approaches to granular matter. Int. J. Numer. Meth. Eng. 97(12), 878–902 (2014)
28. Stewart, D.E.: Rigid-body dynamics with friction and impact. SIAM Rev. 42(1), 3–39 (2000)
29. Visseq, V., et al.: High performance computing of discrete nonsmooth contact dynamics with domain decomposition. Int. J. Num. Mth. Eng. 96, 584–598 (2013)
30. Wang, D., et al.: Warm starting the projected gauss-seidel algorithm for granular matter simulation. Computational Particle Mechanics. 3(1), 43–52 (2016)

Articulated Hauler Load Simulations
Recent developments

Per-Olof Danielsson[1], Torbjörn Ekevid[1], Manoranjan Kumar[1], Tim Rothmann[2], Markus Wilhelmsson[1]

[1] Volvo Construction Equipment AB, Carl Lihnells väg, 360 42 Braås, Sweden
[2] Fraunhofer Institute for Industrial Mathematics ITWM, Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany

Abstract. The paper presents recent method developments and activities carried out in the field of load simulations and fatigue assessments at Volvo CE on the articulated hauler (AH) platform. Items discussed more in details are hydraulic system simulation model improvements, road data scanning and usage of the virtual test tracks. Also the inertia relief method for fatigue assessment without applying boundary conditions in FEA is covered.
Results from ongoing hauler projects and model validation activities are demonstrated and the results confirm that Multi Body Simulations can the used for load predictions on the hauler platform. The simulation results are in line with and show a similar behavior as tests.

1 Introduction

For the construction equipment manufacturers as Volvo CE (VCE), complete vehicle simulations including a dynamic model of the vehicle and the most relevant subsystems e.g. hydraulics and transmissions have become an essential tool to accelerate the development process and reduce the number of physical test. Over the last 20 years, the models have been refined and the area of application gradually expanded from ride comfort and handling to for example stability (static and dynamic) and fatigue load simulations.

Most of the development within VCE when it comes to load simulations and fatigue life assessment methods have been carried out on the articulated hauler platform, see Fig 1, before introduction to other platforms. An articulated hauler have many similarities to road vehicles like passenger cars and trucks, which implies that the same driver models can be used with just minor modifications. In addition, the interaction with the surrounding environment i.e. the material transported, is not that strong as for wheel loaders and excavators although methods to handle granular material exist, see Balzer et al. [1].

In the following sections we address some recent method and process developments for complete vehicle simulations of articulated hauler and the usage of simulated loads in the design process. Section 2 describes the full vehicle model and its context in the fatigue life assessment process. The section also gives a more detailed description of some relevant topics for hauler modeling. Further,

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018

K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_39

Fig. 1. The articulated hauler A40G.

section 3 exemplifies simulation and test results from recent project works. The paper ends with some concluding remarks and proposals for further research and development in section 4.

2 Virtual models and recent method developments

The driving forces behind the shift to virtual models for load data simulations are the requirements on reduced time and cost for product development. If most of the components can be verified before any prototype machines are built, it reduces risk and minimize the need of late design changes of components with long development time i.e. cast iron or rubber components.

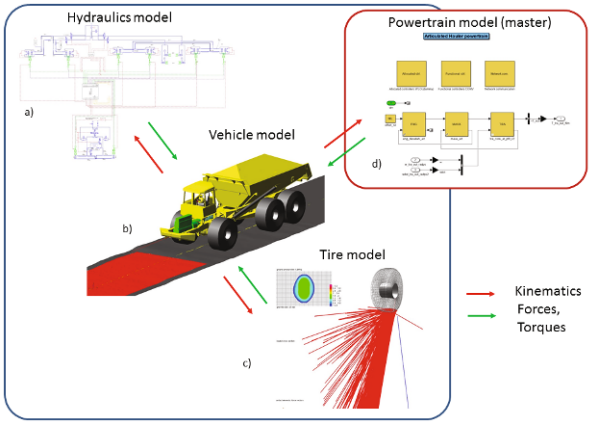


Fig. 2. Articulated hauler load simulation model.

Virtual models also give access to all loads acting synchronously on a component which implies that more systematic and advanced methods for fatigue assessments e.g. detailed Time Based Fatigue evaluations with the notch modeling of welds and critical plane combined with the Modified Wöhler Curve Method (MWCM)[2,3] for multi axial stress states, can be used.

The articulated hauler models for load simulations [4] make use of features as flexible bodies, detailed hydraulic model of the steering and suspension system [5], high fidelity tire model [6], scanned road data and in many cases an external model of the powertrain i.e. the engine and transmissions and its corresponding controls. Fig. 2 shows the data exchange between the different models in terms of kinematic and energy conjugated quantities (forces or moments).

The requirements on the load data accuracy implies usage of high fidelity vehicle models, which motivates process and method development and validation activities described below.

2.1 Hydraulic suspension and steering system

An articulated hauler uses hydraulic actuators for steering, suspension (for FS-haulers (Full Suspended)) as well as tipping of dump body. The hydraulic steering and suspension system highly influence the structural forces which the load carrying structure is subjected to. Thus, a proper model including e.g. ride height control and end-stroke orifices of the hydraulic suspension cylinders, but also vital features of the complex steering valve as the steering damper and the directional valve with leakage flow has been developed, see Fig. 2a.

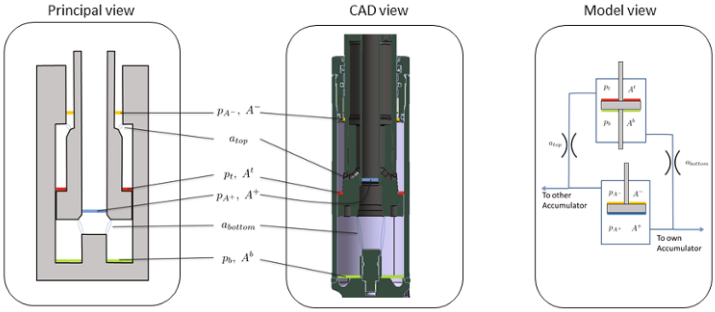


Fig. 3. End orifice modeling.

The Full Suspended (FS) haulers are equipped with a hydraulic suspension system to improve the drivers comfort. The FS-system consists of a hydraulic cylinder, see Fig. 3 (CAD view), working against a pre-charged piston accumulator. The accumulator pre-charge pressure in conjunction with the cylinder and

piston diameters determines the spring characteristics whereas orifices control the damping properties. The left and the right cylinders are cross coupled for a hydraulic anti-roll functionality. Further, a control system adjusts the hydraulic valves to keep the ride height and suppress rolling motions.

To represent the end damping characteristics, the FS-cylinder is modeled with two separate chambers, see Fig. 3 (Model view). When operating close to the nominal ride height position, the orifice area connecting the two chambers are large, allowing oil to flow almost without resistance. However, when approaching one of the end-strokes of the cylinder, the corresponding stroke dependent orifice (referred to as a_{top} or a_{bottom} in Fig. 3), is significantly reduced and introduce pressure differences and thereby damping between the pressures p_b and p_{A+}, alternatively p_t and p_{A-}.

In the complete vehicle model, the steering and hydraulic suspension systems are included and co-simulated in the software LMS Amesim [5]. The ADAMS solver communicates with the co-simulation through a general state equation, providing displacements and velocities and receiving force from the hydraulic model at fixed time instances.

2.2 Proving ground road data scanning

For virtual load simulations and fatigue assessments realistic stimuli caused by the road and the surrounding environment are essentially. To verify simulation models, high resolution virtual models of real test track are required. REDAR (Road & Environmental Data Acquisition Rover)[7] is equipped with two high-precision 2D laser scanners which capture 360° of the surrounding and a trajectory module to record the position and orientation of the vehicle at every point in time. This set of equipment makes it possible to scan long test tracks or whole proving grounds in efficient manner by just driving by with the scanning vehicle.

Fig. 4. Point cloud of Volvo's durability track.

During a measurement campaign each one of the laser scanners captures the environment with over one million points per second while the trajectory module (GPS, IMU and odometer) records every movement of the vehicle. In post-processing, these different types of data are combined by means of a high accurate time signal synchronizer (resolution: 10^{-6} seconds). The results are three-dimensional point clouds and and as an example, the point cloud recorded at Braås II durability test track is shown in Fig. 4.

Inaccurate GPS position information influence the trajectory in a way not acceptable for measurement at this performance level and even the accuracy achieved with differential GPS (DGPS) is not sufficient. Surroundings like tall trees or buildings affect the GPS coverage massively and especially at the durability track, the GPS situation requires special correction methods to overcome these problems. As an example, the error between the starting point and the endpoint was about 3 meters in Z direction before correction although the error in X- and Y direction are comparatively small. After applying the correction methods, see Fig. 5, the error is below the standard deviation of the laser scanners and the point cloud can be used to generate high-quality surface models.

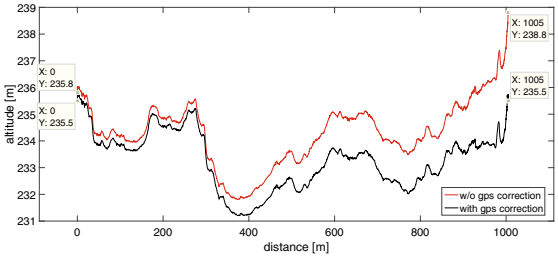
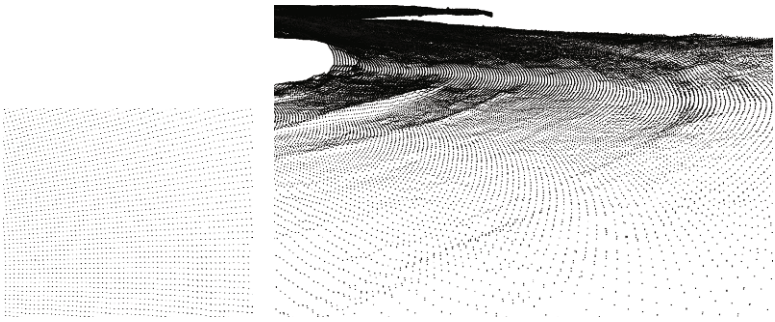


Fig. 5. Trajectory before correction (z direction).

Point clouds are basically a cluster of unsorted and irregular points infeasible for simulations. For fast and efficient simulations they must be transformed into a regular grid, with a resolution that depends on the application but is typically between 1 cm and 5 cm. Fig. 6 shows an regular grid (5x5 cm) and a extract of the surface model of Braås II durability track after post-processing.

The road surface model is exported in OpenCRG[8] format, which is a quasi-standard in vehicle development. However, the Braås II durability track addresses weaknesses of the format due to different widths along the track in combination with tight curve radii. The latest scanning (summer 2017) of the proving ground at Volvo CE in Braås covers approximately 20 km of test tracks, whereof the durability track is the most demanding from a scanning perspective.



(a) Regular grid (b) Surface model

Fig. 6. Digital surface model of Volvo's durability track.

Road data analysis To exemplify a test track used to verify the target fatigue life of Volvo articulated haulers, some vertical profiles along the road have been analyzed and compared to the international road classification defined in ISO:8608 [9], see Fig. 7. Another way to classify roads is the IRI (International Roughness Index) [10], calculated from the response of a defined quarter-car model with is excited by the road profile.

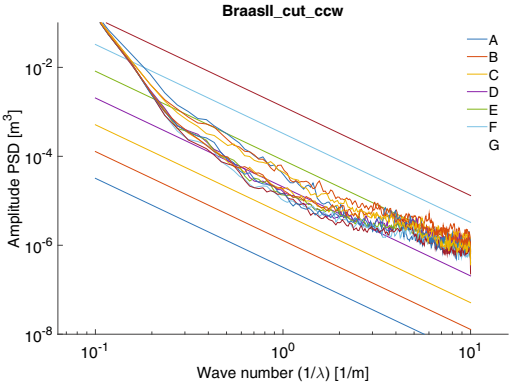
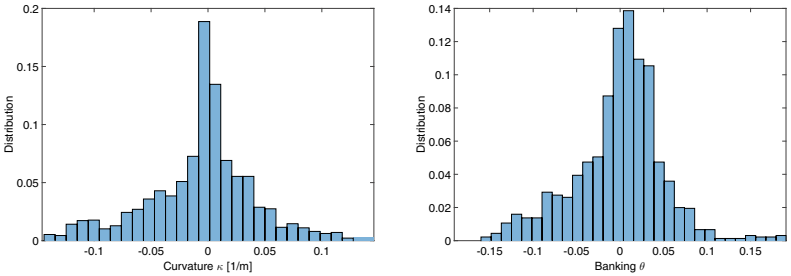


Fig. 7. Test track comparison with road classes.

The curvature distribution, where $\kappa < 0$ corresponds to left turns, is shown in Fig. 8(a) for a counter-clock wise lap. Furthermore, Fig. 8(b) shows the banking of the test track, where $\theta < 0$ corresponds to left leaning roads surface. Notice

that the banking values becomes somewhat misleading since this particular road have a very steep banking at outer side of most turns.



(a) Curvature (b) Banking

Fig. 8. Curvature and banking along one of the test track.

2.3 Fatigue estimations based on simulated loads

During recent years, a new method to evaluate fatigue life of components using loads from complete vehicle simulations has been established at VCE. The method assumes that durability of structure is determined mainly by high cycle fatigue (HCF) i.e. loads are assumed to just generate alternating elastic strain. In the past, durability calculations for articulated haulers have been carried out with a set of static load cases, where the loads are either regarded as totally correlated or non-correlated. The magnitudes of the static load (equivalent load) is defined as a constant range load at 1000 cycles/hour that gives the same duty as the measured load at that particular position. Let $\{(n, R)\}_i$ be the number of cycles n_i larger than the corresponding range R_i, computed by the rainflow counting algorithm using N different classes. The duty per hour becomes

$$D = k_t \sum_{i=1}^{N} n_i {R_i}^m, \tag{1}$$

where k_t is a factor that normalizes the duty to one hour and m is the Wöhler exponent. The equivalent load is consequently defined by

$$R_{eqv} = \left(\frac{D}{1000} \right)^{1/m}. \tag{2}$$

However, this method is associated with many assumptions on loads and boundary conditions, when it comes to FE analysis.

Using the new method, most Articulated Hauler (AH) components have carefully been analyzed and strain correlations been done on actual test tracks. From the set of interface loads acting on a specific component, corresponding unit load case are solved under inertia relief condition i.e. the FE-solver applies a corresponding gravity field that balance the applied load [11]. The strain or stress states from different unit load cases are superimposed with the set of load time signals $f_i(t),\ i = 1, ..., N_{lcase}$ according to

$$\boldsymbol{\epsilon}(\boldsymbol{x}, t) = \sum_{i=1}^{N_{lcase}} \boldsymbol{\epsilon}_i^{UL}(\boldsymbol{x})\, f_i(t)\,, \tag{3}$$

in case of strain $\boldsymbol{\epsilon}$.

Alternatively, the superposition between the modal stresses or strains obtained during the generation of the flexible components and the modal coordinates $q_i(t), i = 1, ..., N_{modes}$ from the complete vehicle simulation may be used according to

$$\boldsymbol{\epsilon}(\boldsymbol{x}, t) = \sum_{i=1}^{N_{modes}} \boldsymbol{\epsilon}_i^{MO}(\boldsymbol{x})\, q_i(t)\,, \tag{4}$$

in case of strain $\boldsymbol{\epsilon}$. The same superpositions ((3) or (4)) applied to stresses are used by an in-house fatigue stress evaluation program to estimate fatigue life on welded and casted components.

3 Results

This section presents some results from the latest development and validation of the articulated hauler models. The first example in section 3.1 exemplifies the usage of the inertia relief method applied to a typical hauler component. The second example demonstrates typical results from baseline validation of the hauler models on the comfort test track and the endurance test track described in section 2.2.

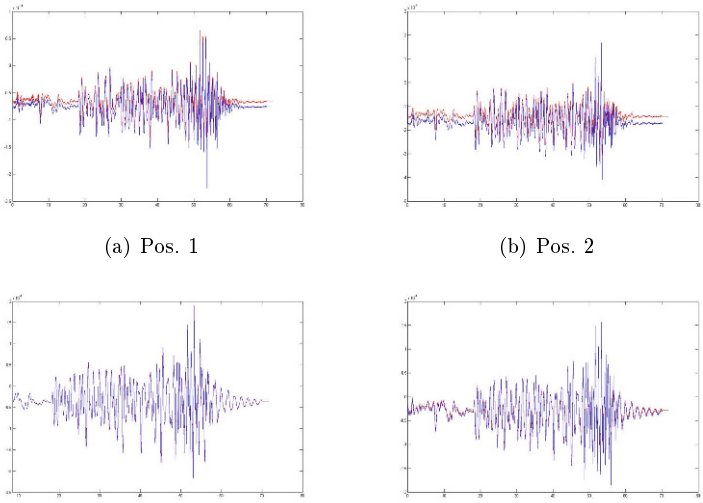
3.1 Strain correlation; the inertia relief method

The validation of the inertia relief method is carried out on simulation results from the comfort test track with 8 cm obstacles; both in-phase and out-of-phase, where the ADAMS driver model follows a certain path at constant velocity (8 km/h). Strains for any node of the flex body can be calculated in ADAMS after the complete vehicle simulations has been completed. Strains at certain points of the hauler rear frame, see Fig. 9, have been compared to the strains computed from (3).

Fig. 10 shows strains at some points along the upper side of the frame (Blue - Adams, Red - Inertia relief) and since there is almost no difference it exemplifies the accuracy of inertia relief method for stiff components. For more flexible

Fig. 9. Hauler rear frame and the virtual strain gauge location.

components and especially at positions away from the interface nodes where the loads are applied (e.g. the body), it is more convenient to use the modal coordinates from the full vehicle analysis are combined with the modal strains, according to (4) to recover strains at any position of the body.



(a) Pos. 1 (b) Pos. 2

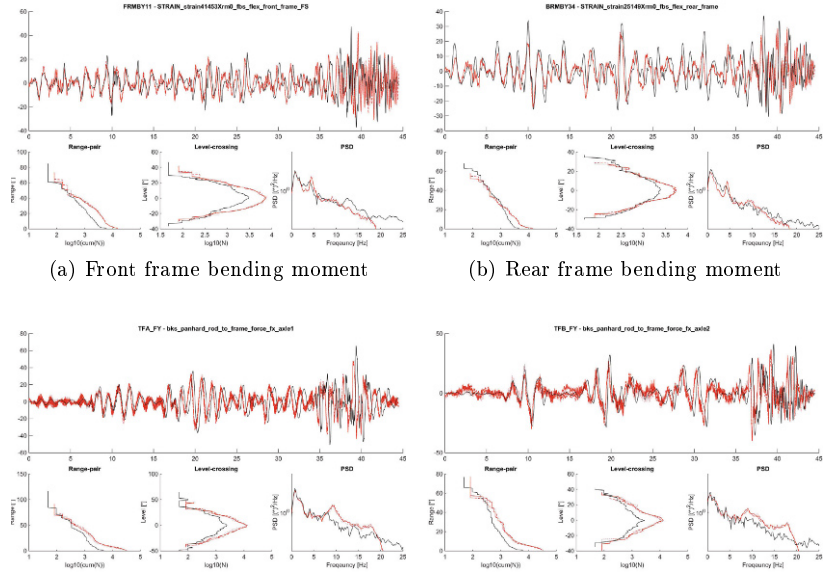
(c) Pos. 3 (d) Pos. 4

Fig. 10. Strain correlations at different locations, see Fig. 9, of an A40G hauler rear frame.

3.2 Force correlation; model - measurement

This section presents results from correlation studies between simulations and tests for some relevant sectional forces on selected test tracks. In total, approximately 30 sectional forces are used in the process to correlate baseline models.

Comfort test track When tests are performed on the comfort test track, the test driver is instructed to follow a given path at at certain velocity. The velocity is kept constant by electronically controlling the accelerator pedal signal meanwhile the torque converter lock-up is engaged and the gearbox is prevented to change gears. The comfort test track is designed to cover road excitation frequencies in the span $[0.5, 15]\,Hz$ if the hauler passes the obstacles at in total four distinct velocities on the two tracks with different heights (4 and 8 cm). The results in this section is from a test on an A40G FS hauler, running at the track with 8 cm obstacles at 8 km/h.



(a) Front frame bending moment

(b) Rear frame bending moment

(c) Front panhard force

(d) Rear 1 panhard force

Fig. 11. Comparison between simulation and measurement results on the comfort test track.

Fig. 11(a) shows front frame sectional bending moment in a point $1100\,mm$ in front of the articulated joint and Fig. 11(b) the sectional bending moment in

a point 3400 mm from the articulated joint. Further, Fig. 11(c) and 11(d) show the panhard forces of front axle and the front bogie axle of the load unit, respectively. Red color correspond to measurement and black to simulation results, respectively. The topmost subfigure in each plot shows the time signal data and the three figures at the bottom: range-pair from rainflow counting, level crossing and Power Spectral Density (PSD) of the signals.

In general, good agreement is observed between the simulation model and the measurement data. However, the measurement signals show somewhat higher response for the panhard stays for frequencies around 10 Hz. This particular frequency corresponds to the tire tread pattern excitation at the given velocity. However, it is possible to include the thread pattern in the Ftire model [6], which may be the case in up-coming simulations.

Braas II Durability test track To exemplify the correlation on the durability test track, a simulation of an A40G hauler has been carried out as an initial test after the new scanning of the track was performed. The target velocity profile is calculated from the curvature, banking and slope of the road besides the acceleration and braking performance of the hauler. The target velocity profile (cyan), the actual velocity profile obtained during the simulation (black) and the velocity profiles from two different test laps (red) are all shown in Fig. 12. There are some deviation between the simulation and the tests although the overall agreement is quite good. The difference should be examined further.

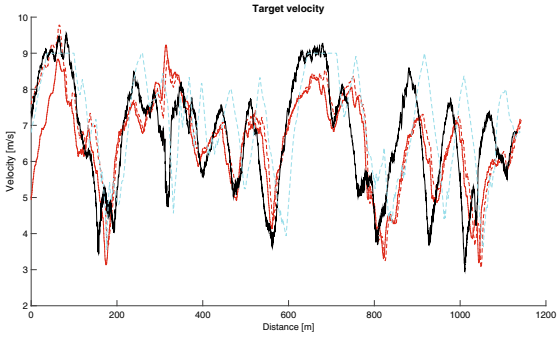
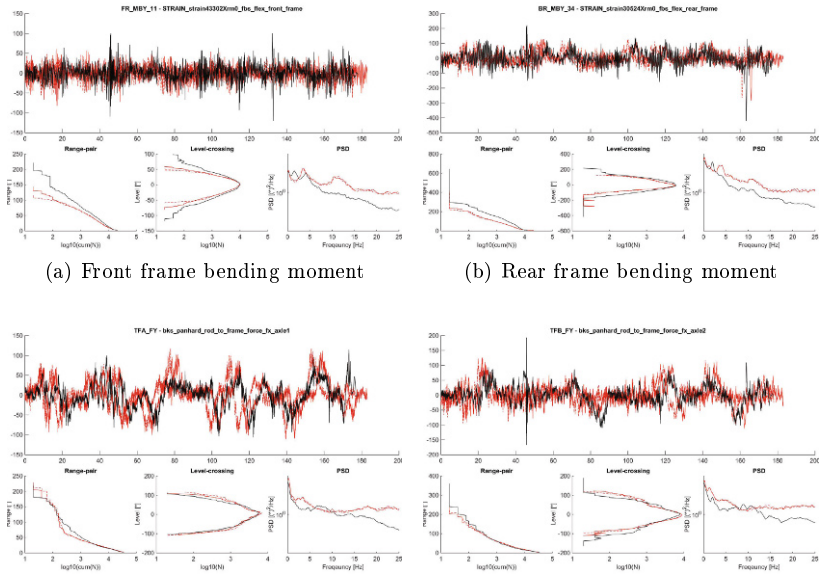


Fig. 12. Velocity profiles.

The same positions as in section 3.2 have been selected for result comparison. For the counter clock-wise direction, the simulation results (black) are compared to two specific laps (red) from a test carried out year 2013, see Fig. 13. As in the previous section, the topmost subfigure in each plot shows the time signal

data and the three figures at the bottom: range-pair from rainflow counting, level crossing and Power Spectral Density (PSD) of the signals.



(a) Front frame bending moment

(b) Rear frame bending moment

(c) Front panhard force

(d) Rear 1 panhard force

Fig. 13. Comparison between simulation and measurement results on the Braås II durability test track.

As being the first simulation on the new road profile, the overall agreement between simulated loads and loads obtained from measurements is considered acceptable. There are peaks observed around 45 s in most force response signals that contribute substantially to the total duty. This particular section of the track should be examined more in detail.

4 Concluding remarks

The paper have presented ongoing work to establish load simulation models of articulated haulers. The ultimate target of these activities is to reduce the number of test and the number of prototypes built in early design stages.

One of the key elements when performing correlation activities of simulation models is the access to good road data. Although, the scanning is just a snapshot of the current status of the gravel test tracks, accurate road data with

realistic curvatures, road spectra and height profiles are essential when validating simulation models.

A number of positions and entities have been considered when evaluating simulation results against test measurements for already existing hauler models; some of the results have been presented in the paper. The overall agrement of the models are good, especially at well defined tracks. However, there is still a potential to improve the models further, but the quality of the simulation results should be related to the uncertainties in estimating customer usage, the FE-modeling of welded structures and the spread of material fatigue properties. To quantify each one of these contributions is a delicate task and is a subject for future research.

References

1. M. Balzer, M. Burger, T. Däuwel, T. Ekevid, S. Steidel, and D. Weber. Coupling DEM particles to MBS wheel loader via co-simulation. In *Proceedings of the 4th Commercial Vehicle Technology Symposium (CVT 2016)*, 2016.
2. L. Susmel. A simple and efficient numerical algorithm to determine the orientation of the critical plane in multiaxial fatigue problems. *Int. J. Fatigue*, 32(11):1875 – 1883, 2010.
3. L. Susmel and D. Taylor. A critical distance/plane method to estimate finite life of notched components under variable amplitude uniaxial/multiaxial fatigue loading. *Int. J. Fatigue*, 38:7 – 24, 2012.
4. T. Ekevid, C. Carlqvist, and T. Sjödén. Virtual articulated haulers : prediction of vehicle performance and design loads. In *Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015*, pages 1377–1387, 2015.
5. Siemens. LMS imagine.lab amesim. http://www.plm.automation.siemens.com, 2017.
6. Cosin. FTire product brief. https://www.cosin.eu/, 2017.
7. Fraunhofer ITWM. REDAR – Road & Environmental Data Acquisition Rover. https://www.itwm.fraunhofer.de/en/departments/mdf/usage-variability-and-loading-statistics/redar.html, 2017.
8. VIRES. OpenCRG. http://www.opencrg.org/, 2017.
9. ISO8608:2016. Mechanical vibration - road surface profiles - reporting of measured data. Technical report, International Organization for Standardization, 2016.
10. M. Sayers, T. Gillespie, and C. Querioz. The international road roughness experiment - establishing correlation and calibration standards for measurements. Technical report, World Bank, 1986.
11. L. Liao. A study on inertia relief analysis. In *19th Structural Dynamics and Materials Conference*, Denver, Colorado, April 2011. AIAA.

Simulation-based load data analysis for cables and hoses in vehicle assembling and operation

Fabio Schneider and Joachim Linn

Fraunhofer ITWM, Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany
fabio.schneider@itwm.fraunhofer.de
joachim.linn@itwm.fraunhofer.de

Abstract. In this work, we present an efficient damage assessment for cables and hoses, based on forces and moments achieved by simulation. Depending on the particular application, especially the frequency range of the excitation, either a quasi-static or a dynamic simulation is utilized. In both cases, a geometrically non-linear beam model enables physically correct simulations even for large deformations.
The simulated forces and moments serve as input for the comparative load data analysis. It comprises the recovery of local stress tensors on the cable surface, deduces local one-dimensional comparison stresses by applying the critical plane approach and computes local accumulated damage values. Due to the lack of individual Wöhler parameters for cables, it is only possible to calculate pseudo-damage values based on a generic Wöhler curve, which do not predict the actual cable lifetime until failure. However, it allows a fast comparison of many different configurations to find the best solution in the sense of damage.

Keywords: Cable simulation, Load data analysis.

1 Motivation

In modern vehicles, cables and hoses are omnipresent and also will be in the future. Thinking of electric drivelines and hybrid cars, the number of cables and hoses will even increase. Therefore, the digital mock-up of these components is an important task, since it allows to detect and to solve potential problems in very early stages of the development process.

In the virtual product development, vehicles are fully or partially constructed in CAD software tools. Also highly flexible components like cables are considered in these models. However, their actual deformation, i.e. their shape due to the mounting, is unknown at this stage and has to be assumed. Often, the shape in the CAD model does not coincide with the real deformation one experiences later on in the first hardware prototypes. Thus, for instance, it is very uncertain to allocate suitable construction space. Moreover, the CAD models give no information at all on the potential damage of the component.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8_40

Consequently, for an improved virtual assembly of cables and hoses a structural mechanics model of these components is needed. Classically, finite element models (see e.g. [2]) would be used here, leading to high computational costs. Efficient modal approaches are not feasible for cable simulation, because large deformations may occur, which can not be covered by a modal analysis. Thus, for an efficient but physically correct simulation of cables and hoses, we will use an alternative approach: geometrically exact rod models discretized by finite differences [5, 4]. This enables a comfortable interactive virtual assembly and fast simulation of cable motions. Based on these simulation results, a specifically tailored load data analysis can be performed very efficiently, resulting in pseudo-damage values. In general, these values do not indicate the absolute lifetime, but enable a fast comparison of several configurations to find the best solution concerning damage.

The work is structured as follows: In Section 2, we present an efficient but accurate simulation of cables and hoses, which provides the input for a subsequent damage assessment. Based on the simulation results, in particular forces and moments, Section 3 discusses the so-called comparative load data analysis. Section 4 illustrates the approach with an application example, before we give an outlook and conclude in Sections 5 and 6.

2 Cable simulation

For most application cases in the cable assembly, where only relatively slow motions occur, a quasi-static simulation is sufficient. However, the simulation of fast cable excitations in operating vehicles require dynamic investigations.

Both approaches consider cables and hoses as slender objects, which can be described by an one-dimensional rod model, e.g. a Cosserat rod. The rod model has two constituents, as sketched in Figure 1. First, we formulate the centerline

$$\boldsymbol{\varphi} : [0, L] \to \mathbb{R}, \qquad s \mapsto \boldsymbol{\varphi}(s), \tag{1}$$

where L is the length of the rod. Moreover, we define local coordinate systems (i.e. rotation matrices) walking on the centerline

$$\boldsymbol{R} : [0, L] \to SO(3), \qquad s \mapsto \boldsymbol{R}(s), \tag{2}$$

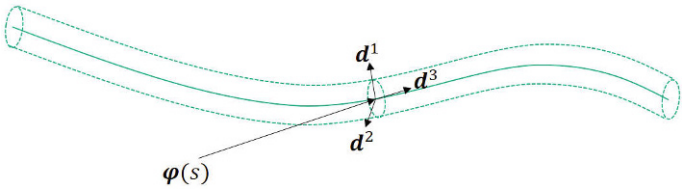


Fig. 1. Rod centerline $\boldsymbol{\varphi}(s)$ and local coordinate system $\boldsymbol{R}(s) = (\boldsymbol{d}^1(s), \boldsymbol{d}^2(s), \boldsymbol{d}^3(s))$ at arc length s.

with $\boldsymbol{R}(s) = (\boldsymbol{d}^1(s), \boldsymbol{d}^2(s), \boldsymbol{d}^3(s))$, where at arc length s the directors $\boldsymbol{d}^1(s)$ and $\boldsymbol{d}^2(s)$ span the plane of the cross section and $\boldsymbol{d}^3(s)$ is normal to it. Thus, every material point of the cable is parametrized by arc length s and cross section coordinates (ξ_1, ξ_2) with

$$\boldsymbol{X}(\xi_1, \xi_2, s) = \boldsymbol{\varphi}(s) + \sum_{k=1,2} \xi_k \boldsymbol{d}^k(s) \in \mathbb{R}^3. \tag{3}$$

2.1 Quasi-static simulation

In assembly applications, often motions are relatively slow, such that velocities and accelerations can be neglected. Thus, to find the physically correct shape of a rod, it is sufficient to consider the minimization of potential energy (cf. [5]).

In other words, the task is to minimize

$$W_{pot} = \int_0^L w_{el}(s) ds - \int_0^L \boldsymbol{b}(s) \cdot \boldsymbol{\varphi}(s) ds, \tag{4}$$

where $\boldsymbol{b}(s)$ is the body force (e.g. gravity). The elastic energy density (of a Kirchhoff rod, i.e. no shear deformation is allowed) is given as

$$w_{el}(s) = \frac{EI}{2} \left(\boldsymbol{t} \times \partial_s \boldsymbol{t}\right)^2 + \frac{GJ}{2} \Omega_t^2(s) + \frac{EA}{2} \left(\|\partial_s \boldsymbol{\varphi}\| - 1\right)^2. \tag{5}$$

Here, EI, GJ and EA stand for the effective stiffness values for bending, torsion and tension. Moreover, $\boldsymbol{t}(s)$ defines the tangent on the centerline and Ω_t is the twist. Together with given boundary conditions for $\boldsymbol{\varphi}(s)$ and $\boldsymbol{R}(s)$, i.e. the given mounting of the cable, the cable shape is determined by the energy minimization problem for W_{pot}.

For the actual implementation, the spatially discretized version of the elastic energy density and appropriate quadrature rules are used to formulate the discrete potential energy. Finally, a nonlinear CG method is used to minimize the discrete potential energy and, thus, computes the shape of the discrete Kirchhoff rod. For non-constant boundary conditions, i.e. the cable is moved, a sequence of energy minimizations with corresponding boundary conditions is solved and results in the motion of the cable. However, this motion does not include inertial effects, which are negligible for slow motions.

2.2 Dynamic simulation

If excitations become fast in operating vehicles, for instance for cables connected to the engine with high frequency motions, the inertial and damping effects can not be neglected anymore. Thus, besides the potential energy, also kinetic and dissipative energy terms have to be taken into account.

The kinetic energy is formulated as

$$W_{kin} = \frac{\varrho}{2} \int_0^L A \|\dot{\boldsymbol{\varphi}}(s)\|^2 + \boldsymbol{\omega}^T \boldsymbol{I} \boldsymbol{\omega} \quad ds, \tag{6}$$

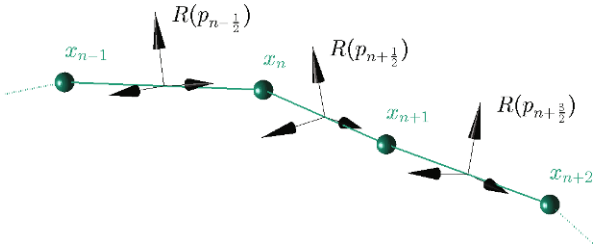


Fig. 2. Staggered grid discretization: translatory degrees of freedom $\boldsymbol{x}_n$ in the nodes, rotatory degrees of freedom $\boldsymbol{p}_{n-\frac{1}{2}}$ on the edge midpoints.

with density ϱ, cross section area A, inertia tensor $\boldsymbol{I}$, velocity of the centerline $\dot{\boldsymbol{\varphi}}(s)$ and angular velocity $\boldsymbol{\omega}$. The dissipative energy is similar to the potential energy, but instead of the strains and curvatures the corresponding rates are taken into account. Applying the Euler-Lagrange formalism leads to the equations of motion for the continuous rod.

Again, we have to consider the discretized energies (on a staggered grid, see Figure 2). On the one hand, this leads to Newton equations of the form

$$m_n \ddot{\boldsymbol{x}}_n = \boldsymbol{f}_n^x \tag{7}$$

for discrete nodes $\boldsymbol{x}_n = \boldsymbol{\varphi}(s_n)$, $n = 0, \ldots, N$ (the translatory states) with mass m_n assigned to a single node. On the other hand, using quaternions to parametrize the rotations, this gives differential-algebraic Euler equations

$$M(\boldsymbol{p}_\nu)\ddot{\boldsymbol{p}}_\nu = \boldsymbol{f}_\nu^p - \boldsymbol{p}_\nu \lambda_\nu^p, \tag{8}$$

$$0 = \frac{1}{2}\left(\|\boldsymbol{p}_\nu\|^2 - 1\right) \tag{9}$$

for quaternions $\boldsymbol{p}_\nu$ on the edge midpoints ($\nu = \frac{1}{2}, \ldots, N - \frac{1}{2}$) with unit quaternion constraint (9). Here, $M(\boldsymbol{p}_\nu)$ stands for the quaternion mass and λ_ν^p is the Lagrange multiplier, which corresponds to the unit quaternion constraint. The right hand sides $\boldsymbol{f}_n^x$ and $\boldsymbol{f}_\nu^p$ contain contributions from potential, kinetic and dissipation energy.

After transforming the system of differential-algebraic equations into a system of ordinary differential equations, a standard time integration scheme can be used to solve for the states $\boldsymbol{x}_n$ and $\boldsymbol{p}_\nu$ (see [4] for more details).

In both cases (quasi-static or dynamic simulation), the outcome are the cable motion and forces and moments along the cable. In the following we discuss how these results can be used for a damage assessment of cables and hoses.

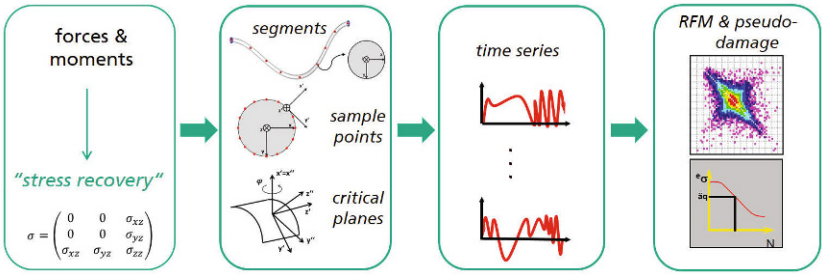


Fig. 3. Essential steps of the comparative load data analysis: stress recovery, critical plane approach, rainflow counting and pseudo-damage calculation.

3 Comparative load data analysis

Based on the above described simulations, a so-called comparative load data analysis can be performed. From the simulation, one receives time series of cross section forces and moments along the cable. These time series will be used to compute accumulated pseudo-damage values on the cable surface.

The comparative load data analysis consists of several steps, as sketched in Figure 3. In the following, we will briefly discuss the stress recovery, the critical plane approach and the pseudo-damage calculation. For more information we refer to [1, 3].

3.1 Stress recovery

Typically, to compute local stresses in structural components, complex 3D finite element models with a high level of detail are utilized. Besides the requirement of expert knowledge for the model setup, the finite element method is computationally expensive, especially if a large number of variations should be investigated.

In contrast, using the presented one-dimensional models for cable simulation, the results are available very fast, up to real-time. However, only forces and moments along the cable are provided and an additional computation step is necessary to get local stresses: the stress recovery.

From given cross section forces $\boldsymbol{F}^k(t,s)$ and moments $\boldsymbol{M}^k(t,s)$ the local stress tensor is computed analytically. In principle, for every material point of the cable defined by arc length s and cross section coordinates (ξ_1, ξ_2), we can compute the stress tensor at time t by

$$\boldsymbol{\sigma}_{ij}(t,s,\xi_1,\xi_2) = \sum_{k=1}^{3} [\boldsymbol{F}^k(t,s)\boldsymbol{\Phi}_{ij}^k(\xi_1,\xi_2) + \boldsymbol{M}^k(t,s)\boldsymbol{\Psi}_{ij}^k(\xi_1,\xi_2)], \quad i,j = 1,2,3. \tag{10}$$

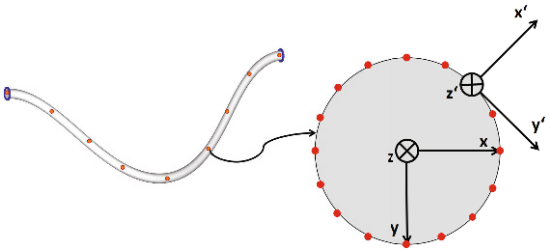


Fig. 4. Sample points on the cable surface of a discrete cross section. In every sample point, the stress tensor is evaluated and rotated in the local coordinate system with x-axis normal to the surface.

Here, $\boldsymbol{\Phi}^k_{ij}(\xi_1, \xi_2)$ and $\boldsymbol{\Psi}^k_{ij}(\xi_1, \xi_2)$ are so-called warping functions. They depend on the form of the cross section and are especially tailored for the stress recovery of cables and hoses.

In fact, the stress tensor is computed at sample points on the cable surface (specified by angles $\gamma_m \in [0, 2\pi]$) in a certain number of cross sections at arc length $s_n \in [0, L]$, as sketched in Figure 4. For a circular cross section with radius r, this defines cross section coordinates $\xi_1 = r \cdot \cos(\gamma_m)$ and $\xi_2 = r \cdot \sin(\gamma_m)$ and we can compute local stress tensor time series by evaluating

$$\boldsymbol{\sigma}_{ij}(t, s_n, r \cdot \cos(\gamma_m), r \cdot \sin(\gamma_m)). \tag{11}$$

Moreover, in every sample point the stress tensor is rotated in the local coordinate system, i.e. such that the x-axis is normal to the cable surface (see Figure 4 on the right).

3.2 Critical plane approach

To handle multiaxial loads, a comparison stress must be deduced from the local stress tensors. A well known comparison stress is, e.g., the von Mises stress. However, here the so-called critical plane approach is used to achieve time series of scalar comparison stress values.

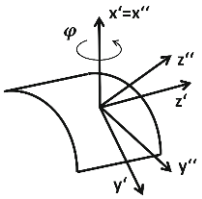


Fig. 5. Rotation around the normal x-axis in a set of different critical plane directions.

In the previous section, the stress tensors were computed in local sample points. Finally, in each of these local sample points, we investigate a set of potential crack directions (cf. Figure 5). For each direction we only consider a combination of the corresponding stress tensor components and, thus, in every point, we get a set of one-dimensional comparison stresses. At the end, i.e. after the damage calculation, only the direction of maximum damage is regarded. However, at this stage all directions are taken into account. In total this gives

$$(\#\text{cross sections}) \times (\#\text{sample points}) \times (\#\text{critical planes})$$

time series (in general ≥ 2000). Nevertheless, the linearity of the stress tensor evaluation (10) allows an efficient computation of all these time series within seconds.

3.3 Rainflow counting and pseudo-damage calculation

Once the one-dimensional time series are generated, the rainflow counting is applied on each, resulting in a rainflow matrix for every single time series. This matrix contains the number of hysteresis cycles starting in a certain stress level and ending in another stress level. Figure 6 shows a rainflow matrix, discretized with 100 different stress levels.

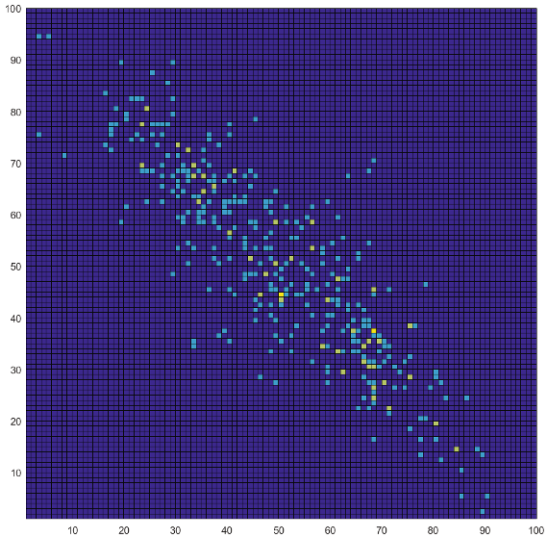


Fig. 6. Rainflow matrix with 100 stress levels for one of the comparison stress time series. Every cell (i, j) contains the number of hysteresis cycles from stress level i to stress level j.

From this matrix, a histogram of amplitudes can be deduced by summing up all entries of cells with equal level distance. This histogram indicates the number of cycles n_i with certain amplitudes ΔS_i.

Finally, with the Palmgren-Miner rule we calculate the accumulated damage

$$D = \sum_i D_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \tag{12}$$

that belongs to every single time series, where N_i is the number of cycles to failure. It can be identified from Wöhler parameters α and k by

$$N_i = \alpha \cdot (\Delta S_i)^{-k} . \tag{13}$$

For every sample point, only the damage value for the critical plane with maximum damage is kept and we end up with one damage value for every sample point on the cable surface, which will be visualized color-coded for a comfortable detection.

In principle, the last steps (rainflow counting and accumulated damage calculation) can be done in parallel for several time series, since they are independent. Thus, even for this large number of time series, an efficient computation is possible and results are available in short time.

Pseudo-damage In general, the Wöhler parameters are not available for individual cables, such that here we have to use generic Wöhler parameters. Consequently, the damage values do not necessarily predict the actual lifetime of the cable but only provide so-called pseudo-damage values.

However, we can compare different configurations to find the one with minimum damage. Due to the high efficiency of our approach, it allows to compare many configurations in a short time and, thus, to comfortably optimize the assembly of cables and hoses.

4 Application example

For illustration purposes we discuss an application example with two slightly varying configurations. In both cases, the cable is mounted at the ends and two additional intermediate mounting points. The upper right mounting point is shifted between the two cases (cf. Figure 7, top).

4.1 Model setup

In this example simulation, the cable radius is set to 3mm, the cable length is 580mm and we choose bending stiffness EI, torsion stiffness GJ and tensile stiffness EA as for a cable of pure rubber ($E = 5\text{MPa}$, $\nu = 0.5$). The corresponding density is given as $\varrho = 1100\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. In general, these mechanical properties have to be determined individually, for instance by real measurements or by suitable virtual experiments.

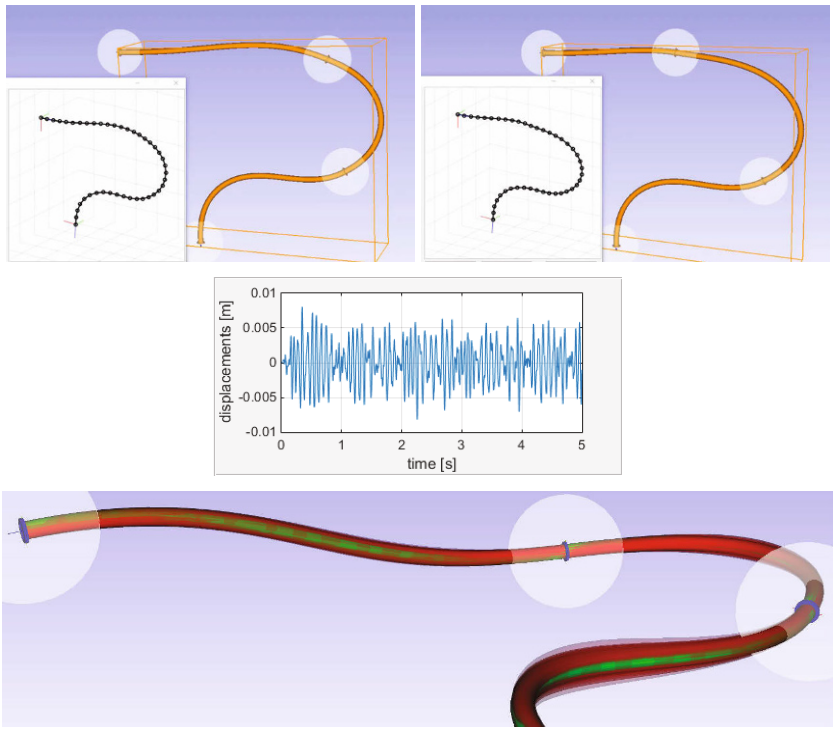


Fig. 7. *Top:* Two slightly varying configurations (the upper right mounting is shifted). *Middle:* The motion signal applied to all of the four mounting points. *Bottom:* Initial cable shape (green) and the motion envelope (red), illustrating the cable motion relative to the excitation at the mounting points.

4.2 Dynamic cable simulation

For both configurations, the same motion signal with a length of 5s (shown in Figure 7, middle) was applied to all of the four mounting points. Here, due to relatively fast motions of more than 10 millimeters in only a few milliseconds, we utilized a dynamic simulation. The simulation results, i.e. the cable motion and the forces and moments along the cable were available in real-time.

In case, already at this stage, potential problems in the assembly can be observed by regarding the cable motion. A typical observation is, e.g., an unsuitable cable length, which violates the construction space. This can easily be analyzed by generating motion envelopes of the cable. Figure 7 (bottom) shows such an envelope (in red) over the initial cable shape (in green). Here, the envelope was generated relative to the excitation at the mounting points. Thus, at the mount-

ings, cable envelope and initial shape coincide, while at the remaining part the envelope indicates the relative displacement of the cable during the motion.

4.3 Comparative load data analysis

If no obvious problems can be observed – or are already solved – by looking at the cable motion, the comparative load data analysis is used. Here, more subtle problems can be detected calculating the accumulated damage on the cable surface, since the spot of highest load is not necessarily the spot of highest damage. Even relatively small load amplitudes can lead to a substantial damage, if they occur often.

We start by running the comparative load data analysis for the first configuration. The results are available in less than one minute. The pseudo-damage values are visualized color-coded on the cable surface and can be seen on the left in Figure 8. The upper left end of the cable shows the highest damage, with a maximum pseudo-damage value around 250, which in general gives no information on absolute lifetime.

However, running the comparative load data analysis for the second configuration, we can compare the resulting pseudo-damage values (cf. Figure 8 on the right). On the one hand, now one can observe that two spots experience maximum damage. More precisely, besides the upper left mounting also the lower right mounting is highlighted. On the other hand, the maximum pseudo-damage value of approximately 100 is less than half of the maximum pseudo-damage in the first configuration.

Although, this still gives no prediction on the actual lifetime of the cable, this clearly indicates a less harmful and thus preferable mounting situation in the second configuration. Since the simulation as well as the damage assessment is very efficient, many configurations can be compared in short time.

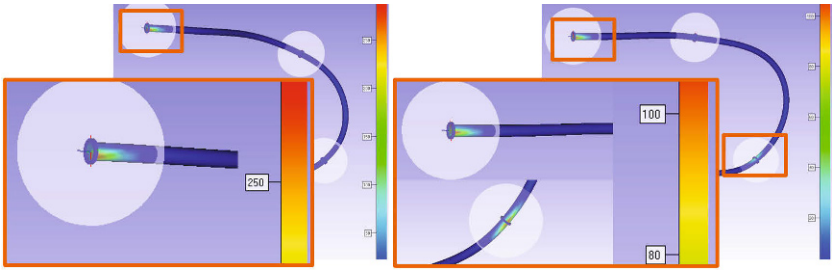


Fig. 8. Comparison of pseudo-damage values visualized in *IPS Cable Simulation* for two slightly varying configurations.

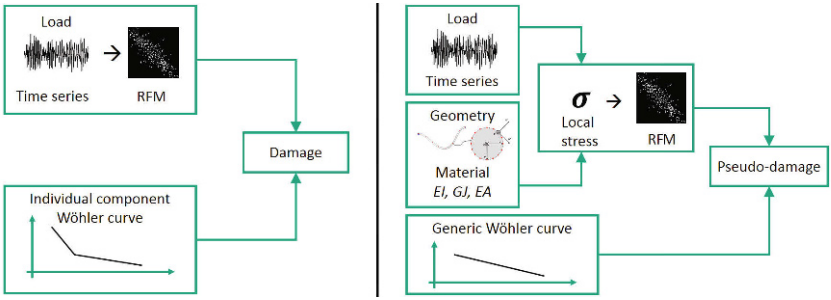


Fig. 9. Concept of nominal stress with component Wöhler curves (left) vs. the local concept with generic Wöhler parameters (right).

5 Outlook: Absolute lifetime predictions

If absolute lifetime predictions are essential for a specific cable, individual Wöhler measurements are indispensable. More precisely, component Wöhler curves should be generated by suitable tests. With these individual component Wöhler curves, the damage assessment operates directly on the load types, which have been investigated in the Wöhler measurements. This approach (nominal stress concept) is depicted in Figure 9 on the left. The additional effort of Wöhler measurements leads to damage values, which indicate the absolute lifetime.

In contrast, on the right of Figure 9 the previously presented comparative load data analysis is sketched. As discussed above, this approach (local concept) operates on local comparison stress values, uses generic Wöhler parameters and only provides pseudo-damage values. However, no expensive and time-consuming Wöhler measurements are required.

6 Conclusion

In this work, we presented an efficient comparative load data analysis, especially tailored for flexible cables and hoses. The approach allows to optimize the configuration of these flexible components, even before hardware prototypes are available. Thus, already in very early stages of the product development it is possible to detect potential problems and to find appropriate solutions, which avoid undesired iteration loops.

The comparative load data analysis is based on the underlying simulation. Depending on the application case, a quasi-static simulation is performed (if only slow motions occur, for instance in assembly simulation) or a dynamic simulation has to be utilized (if fast excitations occur, for instance high-frequency engine vibrations). Both the quasi-static and the dynamic simulation use a geometrically non-linear rod model and provide simulation results up to real-time.

The simulation results, in particular forces and moments, are processed in the comparative load data analysis. It comprises the stress recovery, the critical

plane approach to gain one-dimensional comparison stresses and the calculation of accumulated pseudo-damage values on the cable surface.

Since in general no Wöhler curves are available for individual cables, generic Wöhler parameters have to be used here. Consequently, no absolute lifetime predictions are possible and we only can compare the pseudo-damage. Nevertheless, this is very helpful to find spots of maximum damage or to improve a certain cable configuration by varying the cable length, the mounting positions and so on. Finally, we gave a short outlook on absolute lifetime predictions.

References

1. Hoeft, F., Stephan, T., Hermanns, O.: Eine neue Methode zur vergleichenden örtlichen Beanspruchungsanalyse für Kabel und Schläuche. In: SIMVEC Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau 2010, VDI–Berichte Nr. 2107, ISBN 978-3-18-092107-5. pp. 297–309 (2010)
2. Hughes, T.J.R.: The Finite Element Method. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs (1992)
3. Johannesson, P., Speckert, M.: Guide to load data analysis for durability in vehicle engineering. Wiley (2014)
4. Lang, H., Linn, J., Arnold, M.: Multibody dynamics simulation of geometrically exact cosserat rods. Multibody System Dynamics 25(3), 285–312 (2011)
5. Linn, J., Stephan, T., Carlsson, J., Bohlin, R.: Fast simulation of quasistatic rod deformations for VR applications. In: Bonilla, L., Moscoso, M., Platero, G., Vega, J. (eds.) Progress in Industrial Mathematics at ECMI 2006. pp. 247–253. Springer (2008)

Author Index

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2018
K. Berns et al. (Hrsg.), *Commercial Vehicle Technology 2018*, Proceedings,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-21300-8

Author Index

Alaei, Nima, 187
Anstötz, Thomas, 117
Apostolov, Hristo, 202
Aurich, Jan C., 246

Bailer, Christian, 90
Baumann, Florian, 37
Beck, Tilmann, 233
Beidl, Christian, 468
Berns, Karsten, 25, 63, 324
Bleckmann, Matthias, 214
Blinn, Bastian, 233
Brand, Andre, 263
Brandl, Michael, 493
Burger, Michael, 276, 481
Buschhorn, Nils, 214

Carlqvist, Conny, 481
Cheruti, Rivaldo, 140
Czeschner, Daniel Andre, 51

Döll, Hartmut, 150
Dalgic, Munip, 288
Danielsson, Per-Olof, 505
de Sousa, Abimael, 140
Decker, Peter, 25
Derlich, Helmut, 77
Deschner, Constantin, 214
Dessort, Ronnie, 51

Ekevid, Torbjörn, 481, 505

Faiyazi, Juzer, 202
Feth, Patrik, 387
Frank, Martin, 3
Fraundorfer, Werner, 359

Gasser, Rodrigo, 140
Gemassmer, Christoph, 431
Gläßner, Christopher, 246
Gottwald, Alexander, 129
Gräbner, Nils, 431

Halfmann, Thomas, 129
Haupt, Christian, 117
Heep, Steffen, 3
Herbert, Andreas, 374
Herlitzius, Thomas, 150
Hilgers, Michael, 444
Hirth, Jochen, 25

Irretier, Andree, 288

Jager, Gabriela, 37

Käsgen, Johannes, 374
Kempermann, Christoph, 336
Kiekbusch, Timo, 349
Klein, Marcus, 233
Klemm, Rolf, 288
Klingemann, Jörn, 37
Kobler, Jan-Philipp, 263
Koch, Sebastian, 431
Kosack, Peter Alexander, 167
Krieger, Karl-Ludwig, 288
Kuhn, Thomas, 102
Kuhnert, Jörg, 359
Kumar, Manoranjan, 505

Lübke, Michael, 117
Lehmann, Frank, 195
Leifeld, Roland, 3
Ley, Maximilian, 214
Liggesmeyer, Peter, 102, 324
Linn, Joachim, 518

Müller, Roland, 276
Müller, Sebastian, 324
Marmol, Margarita, 349
Marquardt, Albert, 301
Meindorf, Thomas, 336
Mikkola, Aki, 187
Moog, Reiner, 263

Nakath, Richard, 77
Nikkilä, Raimo, 187

Pena Vina, Eduardo, 359
Pereira, Mauricio, 140
Pimentel, João, 288
Plieske, Marco, 129

Rombach, Dieter, 102
Ropertz, Thorsten, 25, 63

Rothmann, Tim, 505
Rouvinen, Asko, 187

Sanberger, Dietmar, 77
Sauer, Bernd, 349
Sax, Eric, 309
Scherpelz, Morten, 129
Schindler, Christian, 3
Schneider, Fabio, 518
Schneider, Florian, 403
Schuster, René, 90
Seibold, Fabienne, 202
Sendhilkumar, Manickarajan, 202
Servin, Martin, 493
Speckert, Michael, 117, 276
Steidel, Stefan, 481
Steinvorth, Benjamin, 309
Stephan, Nicole, 214, 403
Stricker, Didier, 90
Stroh, Simon, 17

Tentrup, Thomas, 17
Teutsch, Roman, 140, 214, 403
Thiem, Mikula, 468
Thul, Martin, 63
Topcagic, Edin, 418

Vogt, Achim, 63
von Mosch, Oskar, 418
von Pyschow, Christian, 468
von Wagner, Utz, 431

Wagner, Björn, 117
Wagner, Martin, 17
Wagner, Philipp, 418
Walawalkar, Ashwin, 3
Wasenmüller, Oliver, 90
Weber, Christof Maria, 140
Weber, Dietmar, 481
Weiberle, Daniel, 276
Wetzel, Peter, 63
Weyh, Thorsten, 129, 359
Wilhelmsson, Marcus, 505
Wolf, Patrick, 25, 63, 324
Wolschke, Christian, 102

Yi, Li, 246