

16. Internationale VDI-Tagung

Reifen-Fahrwerk- Fahrbahn 2017

mit Fachaussstellung

5. VDI-Fachkonferenz

Innovative Bremstechnik



VDI-Berichte 2296

VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

16. Internationale VDI-Tagung

Reifen-Fahrwerk- Fahrbahn 2017

mit Fachausstellung

5. VDI-Fachkonferenz

Innovative Bremstechnik

Hannover, 25. und 26. Oktober 2017



VDI-Berichte 2296

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek

(German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2017

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092296-6

16. Internationale VDI-Tagung Reifen – Fahrwerk – Fahrbahn

Fahrerassistenzsysteme und Sicherheit

<i>T. Raste, B. Hartmann, M. Kretschmann</i>	Assistance System for Aquaplaning Situations	1
<i>M. Petit, M. Gantikow, N. Kallert</i>	Optimierung der Fahrdynamik durch zukunftsweisende Vernetzung und Integration von mechatronischen Fahrwerksystemen – System- und Funktionsentwicklung im Rahmen der elektronischen Fahrwerkplattform	21

Tire Modelling

<i>M. Selig, M. Meyer, F. Petry, S. Westermann</i>	Reifensimulationsmodelle der Zukunft	33
<i>H. Zeller, C. Prange, K. Wiese, B. Wies</i>	Effizientes Vorhersagetool für Bremseigenschaften von Reifen auf glattem Eis – ein physikalischer Ansatz	47
<i>F. Calabrese, C. Ludwig, M. Bäcker, A. Gallrein</i>	Parameter-Identifikation eines thermomechanischen Reifenmodells basierend auf Flachbahn-Messungen	57

CO₂-Effizienz

<i>A. Strigel, U. Peckelsen, H.-J. Unrau, F. Gauterin</i>	Auswirkungen der Reifendimension auf den Energieaufwand im Umfeld verschiedener Fahrzyklen und Fahrzeugkonzepte	77
<i>O. Sippl, M. Linden, L. Eckstein</i>	Analyse und Beeinflussung der Wärmeströme an Lkw-Reifen zur Reduzierung des Rollwiderstandes	93
<i>T. Schütz</i>	Aerodynamische Effizienz von Fahrwerkskomponenten bei zukünftigen Fahrzeugen	111

Vertikal-Dynamik

<i>A. Noll, C. Ament</i>	Straßenklassifizierung und Einzelhindernisdetektion für cloudbasierte vertikale Fahrwerksfunktionen	123
<i>T. Winkler, J. Friederichs, D. Wegener, L. Eckstein</i>	Übertragung rollender Reifeneigenschaften auf einen stationären vertikaldynamischen Achsenprüfstand	135
<i>M. Viehof, H. Niemann, M. Kochem, H. Winner</i>	Validierungskonzept für vertikaldynamische Fahrzeugeigenschaften	147
<i>J. Schmitt</i>	Das Audi AI Aktivfahrwerk im neuen Audi A8 – Ziele der Entwicklung, Funktions- und Systembeschreibung	175

Geräuschemissionen

<i>T. Brenner, T. Hofmann, K.-J. Rieger, D. Bestle</i>	Untersuchung des Geräuschverhaltens von Kraftfahrzeug-Schwingungsdämpfern mit Elastomerlagern	187
<i>J. Pinay F. Gauterin, H.-J. Unrau</i>	Experimental Study of the Tire Cavity Noise and its Correlation with the Exterior Tire-Road Noise Emission	199
<i>A. Gallrein, M. Bäcker, F. Calabrese</i>	Einfluß der Dynamik des Füllgases des Reifens auf Betriebszustände	215

Material und Test

<i>K. Höpping, K. Augsburg, F. Büchner</i>	Vergleich des Reifenfülldruckeinflusses auf Reifenkennlinienmessungen unter Labor- und Realbedingungen	233
<i>T. Linke, M. Wangenheim, K. Wiese, B. Wies</i>	Ein neuer Laborprüfstand zur Bewertung von einzelnen Reifenprofilklötzen	257
<i>G. Heinrich, A. Das</i>	Smart Rubber and Tire Innovations for Next Tire Generations	271

5. VDI-Fachkonferenz

Innovative Bremstechnik

Auswirkungen des automatisierten Fahrens

<i>U. Steininger</i>	Highly automated driving in the predicament between technical possibilities, public expectations and safety & security requirements	283
<i>R. Leiter</i>	Autonome und elektrische Fahrzeuge und deren zukünftige Bremssysteme	301
<i>J. Gail, O. Bartels</i>	Automatisches Lenken und Konsequenzen für die Bremse	303

Regelsysteme

<i>J. Gottschall</i>	Objektive Beurteilung von Bremsregelsystemen – Virtuelles Verfahren zur simulativen Applikation von Bremsregelsystemen	315
<i>T. Leiber</i>	Integriertes Bremssystem IBS (1-Box) versus e-Booster & ESP (2-Box) – Anforderungen an zukünftige Bremssysteme bezüglich Funktionalität, Aufwand, Packaging bei allen Fahrzeugtypen und Fehlersicherheit bei autonomem Fahren	325
<i>T. Ullrich, M. Baechle</i>	Einfluss automatisierter Fahrfunktionen auf Auslegung und System Design von Bremssystemen	337
<i>M. G. Rocha</i>	The neglected demands that autonomous driving and consumer expectations required from brake design	347

Innovationen für die Rad-Bremse

<i>G. Müller, S. Müller</i>	Entwicklung eines Verfahrens zur Reibwertpotential- schätzung	359
<i>N. Langhof</i>	Keramische-Hochleistungsbremssysteme	375
<i>P. Linhoff</i>	Ein neues Rad-Brems-Konzept im Kontext der Mobilitätstrends	377
<i>T. Heiduczek</i>	Innovative Bremskonzepte – Das RABBIT-Projekt	389
<i>K. Bode, M. Tiedemann</i>	E-Antriebe und Rekuperation – Zu- oder abnehmende Anforderungen an die Radbremse?	401

Programmausschuss der Tagung "Reifen – Fahrwerk – Fahrbahn"

Dipl.-Ing. Tommaso D'Avanzo, *BMW AG, München*

Dr.-Ing. Frank Diermeyer, *TU München, Garching*

Prof. Frank Gauterin, *Karlsruher Institut für Technologie KIT, Karlsruhe*

Dipl.-Ing. Bernd Hartmann, *Continental AG, Frankfurt*

Dr.-Ing. Christian Hartweg, *Adam Opel AG, Rüsselsheim*

Dr.-Ing. Thomas Kersten, *VW AG, Wolfsburg*

Dipl.-Ing. Stefan Küster, *Pirelli Deutschland GmbH, Breuberg*

Dr.-Ing. Günter Leister, *Daimler AG, Sindelfingen*

Dr. Thomas Maulick, *Dr.-Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach*

Prof. Dr.-Ing. habil. Markus Oeser, *Aachen*

Dr. rer. nat. Frank Petry, *Goodyear Innovation Center Luxemburg, Colmar- Berg, Luxemburg*

Prof. Bernhard Schick, *Fachhochschule Kempten, Kempten*

Dr. Armin Schöpfel, *Audi AG, Ingolstadt*

Dipl.-Ing. Edwin van der Stad, *Bridgestone Deutschland GmbH, Bad Homburg*

Dipl.-Ing. Michael Staude, *TÜV Süd Product Service GmbH, Garching*

Dipl.-Ing. Daniel Wegener, *Institut für Kraftfahrzeuge - ika -, Aachen*

Prof. Dr.-Ing. Burkhard Wies, *Continental AG, Hannover*
(Vorsitz Programmausschuss und Tagungsleiter)

Prof. Dr. Hermann Winner, *TU Darmstadt, Darmstadt*

Sponsoren



Assistance System for Aquaplaning Situations

Dr.-Ing. **Thomas Raste**, Dipl.-Ing. **Bernd Hartmann**,
Dr. rer. nat. **Matthias Kretschmann**

Abstract:

Accidents in severe weather arise mainly due to a drastic loss of friction between the tires and the road surface. Aquaplaning situations are extremely dangerous and represent even for most skilled professional drivers an extremely hazardous driving situation. This paper describes a warning strategy by usage of different types of sensors. Surround view sensors allow an early risk detection. A new tire mounted sensor can detect when a water film begins to penetrate between tire and road to trigger a warning that can lead to avoiding full aquaplaning. Furthermore a simulation environment for developing and evaluation of an active safety system for aquaplaning assistance is introduced. A simplified, empirically adapted tire model is applied to study the principle effects of a vehicle aquaplaning. A control system is designed and tested to evaluate the assistance strategy. The test cases demonstrate the suitability of the assistance concept.

Key words:

Aquaplaning Warning, Aquaplaning Simulation, Aquaplaning Assistance

1 Introduction

Adverse weather conditions involving reduced traction as a consequence of wet, snowy and icy surfaces have been major contributory factors to traffic accidents in Europe. Extreme weather conditions are responsible for 39% of all accidents in Germany, [2].

One of the most dangerous driving situations is aquaplaning, which is difficult to predict and almost impossible to manage for the driver. The aquaplaning situation depends on both vehicle and tire condition as well as on environmental influences such as water film thickness on the road surface. During aquaplaning steering generally is not possible, because tire adhesion is lost leading to both front wheels not able to transfer lateral forces any more.

Today's measures to avoid the risk of aquaplaning are almost exclusively infrastructure-based

such as roadway draining and speed limits. Continental investigates a vehicle based solution taking a holistic approach. Beside the proposal of two different sensor-based systems to detect the aquaplaning risk in an early phase the aim of this work is to analyze vehicle dynamics and controllability in aquaplaning situations and sketch an active safety system to assist the driver safely through this dangerous situation.

2 Aquaplaning warning by usage of surrounding sensors

2.1 Aquaplaning zone model

An aquaplaning imminent situation can be explained by the following three phase tire zone model concept.

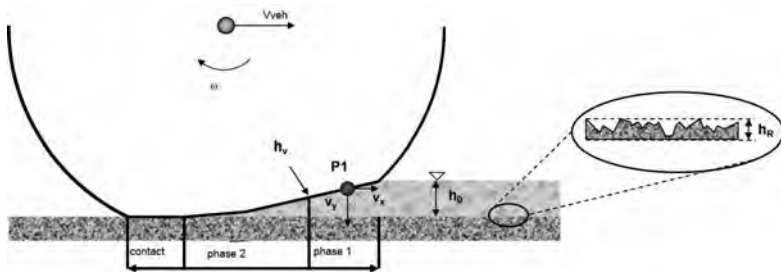


Fig. 1: Zone model concept for aquaplaning divided in three phases: separation zone (phase1), intermediate zone (phase 2) and contact zone

At a vehicle speed of e.g. 100 km/h a discrete element of the tire tread (P1) has a total contact duration of only 5 msec, where the three phases are passed through. In phase 1 the tread is touching the water surface and displacing the water into the void volume of the tread. In phase 2 the void is filled with water, the tire is analogously acting as a smooth tire and water cannot be absorbed by the void any more. This is the reason why the excessive water is displaced in all directions underneath the tire.

The critical vehicle speed is calculated as the averaged footprint length (L_m) divided by the touch down time (t_A) for a discrete tread element, where the touch down time depends on the water height (h_0), the surface roughness (h_R) and the radius (R) for a circular tread bar, Bathelt (200x).

$$v_{\text{krit}} = \frac{L_m}{t_A} \quad (1)$$

$$t_A = \frac{R/2}{2\sqrt{\frac{p_m}{\rho}}} \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{1 - h_R/h_0}}{1 - \sqrt{1 - h_R/h_0}}$$

With a mean support pressure (p_m) of 0,3 MPa, a density (ρ) for water of 1000 kg/m³, a water height (h_0) of 8mm and a surface roughness (h_R) of 1mm the characteristic squeeze out velocity for the water is approximately 35 m/sec. This results in considerably splash and spray water effects.

2.2 Aquaplaning warning concept

The approach to integrate surrounding sensors for early aquaplaning risk detection is based on the fact that emerging of aquaplaning is caused by high water pressure between the tire footprint and the road surface which generates the above-mentioned splash water and spray in all directions. The physical effect of the squeezed out water is used to be detected and classified by an intelligent surround view camera system.



Fig. 2: All four surround view single images with fisheye optics for vehicle near field sensing

Surround view systems are based on four miniaturized wide angle cameras, one front, one rear and two side cameras integrated in the base of the two outside mirrors. These systems provide a 360° panorama view as well as single images from all four cameras in the vehicle environment. Additionally to the sole imaging functionalities a bundle of different functionalities based on computer vision algorithms can be offered to the customer. Main use cases are parking functionalities with scalable level of automation.

Latest approach is the detection of splash and spray water in the near field of the vehicle environment by digital image processing and deep learning methods. A characteristic image for a typical aquaplaning situation is displayed in figure 3. It can easily be seen that water is catapulted via the tire from the surface into the wheel house and splashed in all directions.



Fig. 3: Characteristic splash water situation in an aquaplaning critical situation

This results in these kind of characteristic splash water situation in an upcoming aquaplaning situation. Tests have verified that already in the pre-aquaplaning phase significant splash water appearance can be recognized. This observation goes along with the model concept that the three aquaplaning phases do coexist at the same time. These findings provide a real good opportunity to detect the upcoming aquaplaning situation and warn the driver before full aquaplaning occurs.

As a first step within the scope of digital image processing a so called region of interest in the entire image has to be defined. The selection of an optimal image section is important for two opposing reasons. On the one hand the section has to be as large as possible to provide as

much as possible information, on the other hand the section has to be as small as possible to avoid noise caused by the vehicle environment. This is an optimization process based on a variety of different test conditions. From those image sections characteristics for the different splash water conditions are extracted as well as statistically analyzed and specified. Image representations of statistically wide spread test data are taken to train a linear support vector machine (SVM), which calculates probabilistic class affiliations for single images. Next development step will be the use of neuronal networks and deep learning algorithms.

Latest test results have shown a high performance of the proposed image processing algorithm. For a three class problem (dry, wet and aquaplaning risk) for instance a minimum detection rate of more than 96% for all classes has been proven.

3 Aquaplaning warning by usage of new tire sensors

Continental launched the tire mounted sensor eTIS (electronic-Tire Information System) for the European tire pressure monitoring aftermarket in 2014. This sensor contains a pressure cell, a thermometer, an accelerometer and an ASIC capable of performing numerical operations based on its sensorial data. While tire pressure monitoring in context with various legal requirements is the main function of this sensor, it was intentionally moved from the rim onto the tires inner liner to obtain access to additional useful information (Fig. 4). For the present paper, we are specifically interested in information about the interaction between the tires footprint region and the road when water is present. We outline a model that explains a unique signature of aquaplaning in the radial acceleration that is measured by the aforementioned accelerometer. The intended target is the detection of the very first manifestations of aquaplaning before the tire lost a substantial amount of grip. Such an approach allows a warning at vehicle speeds lower than the speed that ultimately results in (full) aquaplaning. We believe that with such an approach many of the driving situations that gradually lead to aquaplaning can be detected and by means of a driver warning or a more direct velocity reduction, full aquaplaning can be avoided altogether.



Fig. 4: eTIS sensor with container and tire cross section (left). eTIS Sensor in the innerliner with footprint region treading water (right).

For a constant film of water covering a road, it is well known [11] that increasing the vehicle velocity when driving on a wet road causes the tire road interaction to change through different stages. At low velocities, where the water can fully be expelled by means of the tire design, the tire road interaction is characterized by its wet grip behavior. When increasing the velocity, at some point the tire is not able any longer to fully expel the water between itself and the road (ref. also Chapter 2). There will be a water wedge in front of the tire, which partially penetrates underneath the forward facing section of the footprint region, while the rest of the footprint region still has full wet grip on the road. Consequently, the tire has lost only a fraction of its grip and still enables vehicle control for most practical purposes. This state was labelled in section 2.2 as pre-aquaplaning and is of special interest for the detection with our eTIS sensor. When increasing the vehicle velocity even more, at some point the water wedge will fully penetrate between the footprint of the tire and the road. At this point, the tire lost its contact to the road and there is no more grip. This state can be labelled as full aquaplaning.

3.1 Model for radial acceleration measured by eTIS

We present a model explaining the radial accelerations seen by the eTIS sensor during the three different stages (wet grip, pre-aquaplaning, full aquaplaning). It explains how the concept introduced in Chapter 2 (ref. also Fig. 1) is sensed by the accelerometer in the eTIS Module. In Fig. 5d), we plot the radial acceleration a_R measured by eTIS as a function of the rotation angle ϕ . This acceleration data is based on an interpolation between different acceleration values derived from the corresponding curvature experienced on the path that eTIS moves

along. Assuming that the longitudinal velocity V is constant along the circumference of the tire, the radial acceleration at a given rotation angle ϕ is given by $a_R = V^2 / r(\phi)$, where $r(\phi)$ is the radius of the circle locally converging to the path of the eTIS.

The left part (Figs. 5a and 5d) shows the case of wet grip. At 0° the radial acceleration is defined by the radius of curvature of the tire r_0 , i.e. by V^2 / r_0 . When the sensor enters the footprint region, the radius of curvature decreases to smaller values. The largest acceleration corresponds to the smallest radius r_1 , i.e. V^2 / r_1 . Inside the footprint region the path is nearly flat, i.e. the corresponding radius of curvature is very large which produces a measured acceleration of roughly 0. When leaving the footprint the acceleration overshoot is approximately the same as when entering, i.e. V^2 / r_1 . Finally, eTIS experiences the radial acceleration corresponding to the radius r_0 , i.e. V^2 / r_0 at 360° .

In the case of pre-aquaplaning (Fig. 5b and 5e), this picture changes uniquely in the footprint region. Due to the penetration of the water wedge at the leading footprint edge, the small radius r_1 does not directly go to large values but shows oscillations during this transition phase. These oscillations stem from the expulsion of the water at the leading footprint edge. They are much less present at the trailing edge. Consequently, we can expect a unique asymmetry between trailing and leading edge in the case of pre-aquaplaning.

In the case of full aquaplaning (Fig. 5c and 5f) the tire slides virtually friction less over the water. In this case, the oscillations are expected to be of much smaller amplitude since the contact to the road is completely lost.

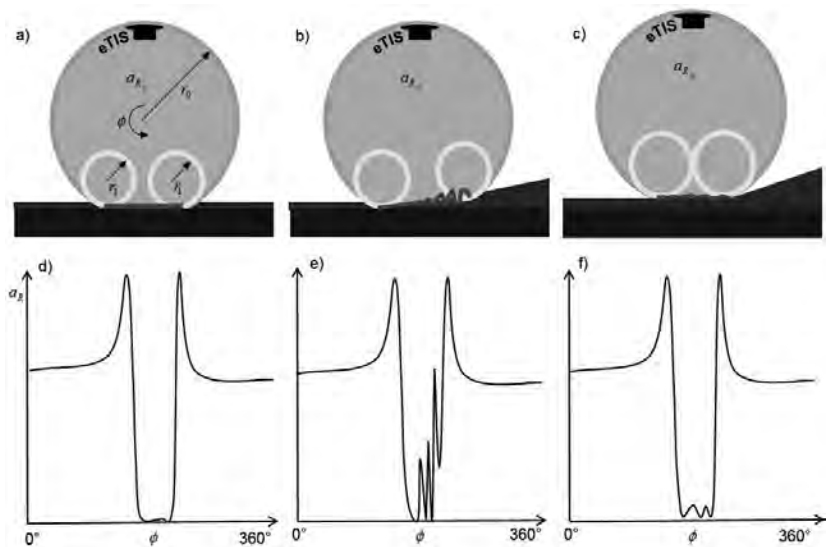


Fig. 5: eTIS radial Acceleration as a function of the tire rotation angle. a),d): wet grip. b), e): pre-aquaplaning. c), f): full aquaplaning. a), b), c): Radius of curvature corresponding to top position (orange), entering/leaving the footprint (yellow), inside the footprint (magenta). d), e), f): Radial acceleration model output for eTIS position.

3.2 eTIS measurements from Aquaplaning tests

To test our model, we equipped a vehicle with eTIS samples that specifically focus on measuring the radial acceleration around and in the footprint region. This vehicle has then been driven on a test track into a water basin with roughly 1.0-2.0cm of water depth. The vehicle had new "Continental Eco Contact 205/55R16" tires with full profile. The full aquaplaning velocity for this vehicle was roughly at 75kmh (ref also Fig. 7). In Fig. 6, we plot the radial acceleration as measured by eTIS for a constant duration of 70ms focusing on the footprint region.

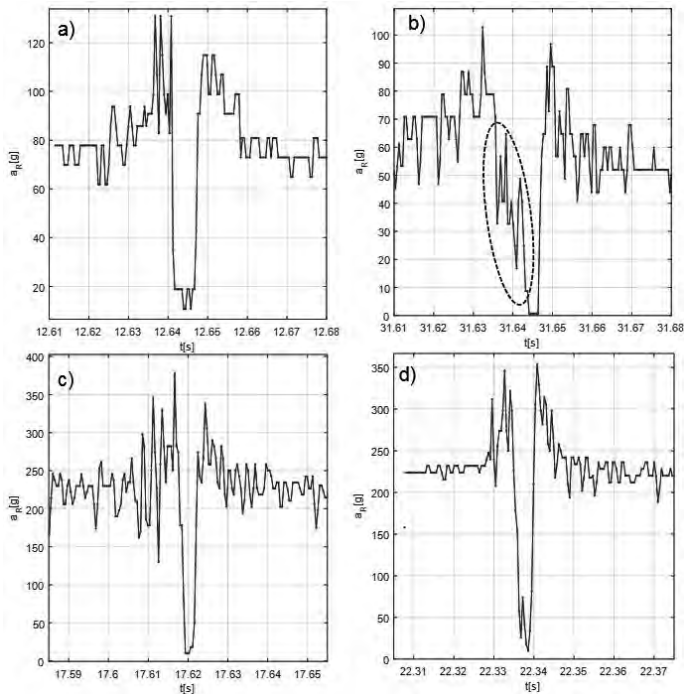


Fig. 6: Section of 70ms duration of radial acceleration measured by eTIS centered on the footprint. a) Wet grip at 60kmh. b) pre-aquaplaning at 52kmh. c) Wet Grip at 97kmh. d) Full Aquaplaning at 96kmh.

In Fig. 6a), we drive with 60kmh over a wet road. In this case, the shape of the measurement resembles our expectation for the wet grip case (Fig. 5d). The additional noise can be anticipated. Note the symmetrical shape of the leading and trailing edge of the footprint. It is important to note that when plotting against the time, the leading edge occurs before the trailing edge. In Fig. 5, the acceleration curve was plotted as a function of the counterclockwise defined rotation angle ϕ . This results in an inversion of the plots along the time-axis. This is especially evident, when analyzing Fig. 6b). This is the case of pre-aquaplaning occurring when driving with 52kmh ($\ll 75$ kmh - being the full aquaplaning threshold) through the water basin. The

leading edge displays exactly the oscillations expected from the expulsion of the water (marked by the dashed line). These oscillations are not visible at the trailing edge. Consequently the expected strong asymmetry was fully visible. Note also that the overall footprint length appears to be longer but less well defined. In Fig. 6c) we drive with 97kmh over a wet road. This case very much resembles the case of 60kmh. The overall radial acceleration has grown considerably from roughly 75g to 230g, while the footprint length has shortened from 6.1ms to 3.5ms. This was exactly expected due to the quadratic velocity dependency of the centrifugal force and the inversely linear velocity dependency of the footprint duration time. In Fig. 6d) we drive with 96kmh (\gg Aquaplaning threshold) through the water basin. Here we see no asymmetry between leading and trailing edge any longer. The footprint displays a bit more noise compared to Figs. 6a) and 6c). It really appears that the tire is sliding over the water.

Our theory and measurements show promising potential for the detection of pre-aquaplaning. A unique asymmetric signature in the radial acceleration measurement has been identified. The corresponding eTIS based detection could trigger the prevention of full aquaplaning.

4 Aquaplaning assistance by brake intervention at the rear axle

4.1 Simulation of aquaplaning with an empirically adapted tire model

For vehicle dynamics simulation purposes a tire force model is required which describes the essential friction drop effect when approaching and during aquaplaning, cf. [9] and [3]. In a first step the aquaplaning velocity (2) is calculated with empirically adapted parameter, cf. figure 4. The aquaplaning velocity v_{aq} is the vehicle speed at which the front tire is lifted from the road due to water pressure. The mathematical model is a non-linear function of the water film thickness WT, cf. [6],

$$v_{aq} = e^{\left(a_0 + \frac{a_1}{WT}\right)} \quad (2)$$

with the parameter a_0 and a_1 depending on the tread depth PT and tire width B,

$$\begin{aligned} a_0 &= a_{10}PT^2 + a_{20}PT + a_{30}B + a_{40} \\ a_1 &= a_{11}PT^2 + a_{21}PT + a_{31}B + a_{41} \end{aligned} \quad (3)$$

Table 1: Parameter of the aquaplaning velocity model.

$a_{10} = 0,0031875$	$a_{11} = 0,0025$
$a_{20} = -0,011875$	$a_{21} = 0,23$
$a_{30} = -0,0025$	$a_{31} = 0,0075$
$a_{40} = 4,4535$	$a_{41} = -0,9042$

It is worth to note that in this paper WT, PT and B are assumed as given in mm in the formulas. All other quantities are expected to be in SI units.

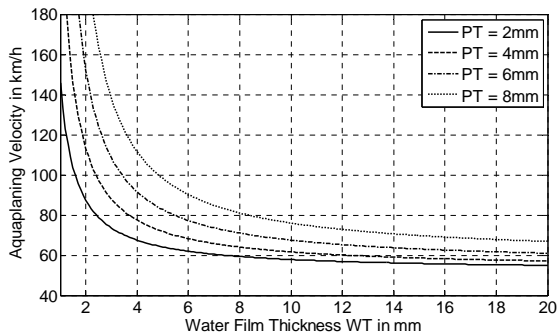


Fig. 7: Aquaplaning velocity vs. water film thickness WT for different tread depths PT and a tire width $B=195\text{mm}$

Based on [5] the tire-road friction value μ drops quadratically with the vehicle speed v and is zero when the aquaplaning velocity v_{aq} is reached, cf. (4). We consider in the following $\mu_0=0,8$ and $\mu_{min}=0$.

$$\mu = \begin{cases} -\frac{\mu_{min} + \mu_0}{v_{aq}^2} v^2 + \mu_0, & v < v_{aq} \\ \mu_{min}, & v \geq v_{aq} \end{cases} \quad (4)$$

The water displacement causes a "spin down" tire resistance force F_R , which is higher than typical rolling resistances. The water displacement resistance model is linearly increasing

with the water film thickness WT and depends on vehicle speed v and tread depth PT with the parameters $k_1=0,79$, $k_2= -0,1$ and $k_3=4,1$, [4],

$$F_R = (k_1 v + k_2 PT + k_3) WT \quad (5)$$

The tire horizontal contact forces F_x , F_y at the front axle are modeled with isotropic tire properties, meaning that the friction and stiffness are equal in all directions. The model considers the combined slip σ constituted by the longitudinal slip λ and wheel slip angle α ,

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \end{bmatrix} = \frac{1}{1+\lambda} \begin{bmatrix} \lambda \\ \tan \alpha \end{bmatrix} \quad (6)$$

to calculate both longitudinal and lateral forces, [8],

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \mu F_z \sin \left(C \arctan \left(D \frac{\|\sigma\|}{\mu} \right) \right) \frac{1}{\|\sigma\|} \sigma \quad (7)$$

The parameters are chosen as $D=12,54$ and $C=1,08$. Figure 8 illustrates the structure of the extended tire model used for aquaplaning simulation. In the following the extended tire model is used only for each front wheel. For the rear wheels a conventional tire model with a pre-scribed constant friction value is used.

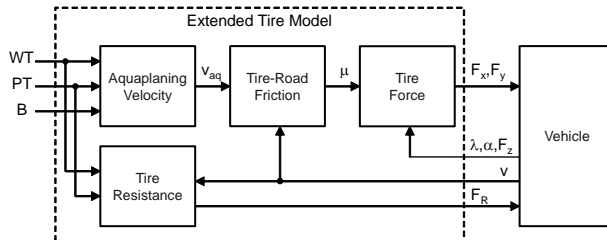


Fig. 8: Extended tire model for aquaplaning simulation

The extended tire model is validated with measurement data from vehicle tests. These tests were conducted with a front driven vehicle in a water basin with 40mm water film thickness. The validation shows a high conformity between simulation and measurement, see figure 9.

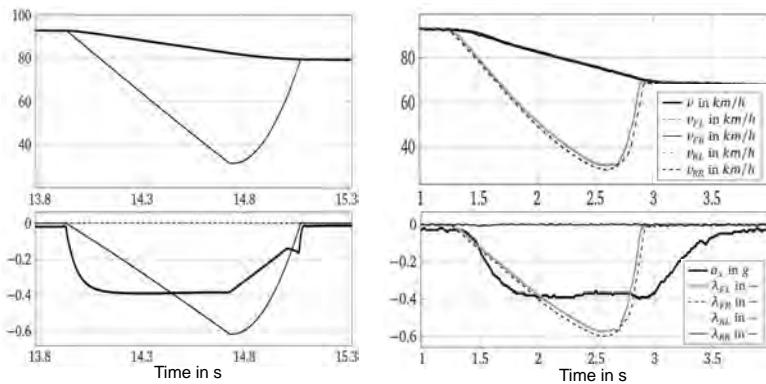


Fig. 9: Simulation (left) and vehicle test results (right) from a straight drive through a basin with water film thickness $WT=40$ mm and neutral gear. Shown are from top to bottom vehicle speed, wheel speed, longitudinal acceleration and wheel slip

4.2 Active safety assistance

In an aquaplaning situation the driver needs assistance in two distinct ways: firstly, to stabilize the vehicle in case of disturbances and secondly, to guide the vehicle safely along the course of the road.

For control design, a linear single-track bicycle model is used. Due to the aquaplaning behavior the front tire forces are neglected. The left and right lateral tire forces of the rear axle are combined to a single force with linear dependency on the wheel slip angle. The vehicle is controlled by a longitudinal force difference ΔF_x on the rear axle. This control action can be provided e.g. by torque vectoring based on wheel individual braking. The linear vehicle model is given in state space form by

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\mathbf{s} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} + \mathbf{G}\mathbf{s} \\ \mathbf{z} &= \mathbf{C}_z\mathbf{x} + \mathbf{D}_z\mathbf{u} + \mathbf{G}_z\mathbf{s}\end{aligned}\quad (8)$$

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \Delta F_x, \quad \mathbf{y} = \mathbf{z} = \dot{\psi}, \quad \mathbf{s} = M_z \quad (9)$$

The state vector \mathbf{x} contains yaw rate and side slip angle as state variables. Control input \mathbf{u} is the rear axle longitudinal force difference and system output \mathbf{y} is the yaw rate. The vector \mathbf{z} contains the interesting variables to be controlled, here the yaw rate. The disturbance input \mathbf{s} is an unknown yaw torque M_z . The system matrices are given by

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{l_r^2 C_r}{J_z v} - 1 & \frac{l_r C_r}{J_z} \\ \frac{l_r C_r}{m v^2} & \frac{C_r}{m v} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_r \\ J_z \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 1 \\ J_z \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$$\mathbf{C} = \mathbf{C}_z = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D} = \mathbf{G} = \mathbf{D}_z = \mathbf{G}_z = 0 \quad (11)$$

with vehicle mass $m=1564\text{kg}$, moment of inertia $J_z=2230\text{kgm}^2$, distance from center of gravity to rear axle $l_r=1,575\text{m}$, rear track width $b_r=1,582\text{m}$ and rear tire cornering stiffness $C_r=119332\text{N/rad}$. The vehicle speed v is considered to be a slowly varying parameter. Disturbances are modeled as the output of a homogeneous linear system with the disturbance state \mathbf{x}_s

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}_s &= \mathbf{A}_s \mathbf{x}_s \\ \mathbf{s} &\approx \mathbf{C}_s \mathbf{x}_s\end{aligned}\quad (12)$$

Approximation of the disturbance by a piecewise constant function leads to a simple integrator model with

$$\mathbf{A}_s = 0, \quad \mathbf{C}_s = 1 \quad (13)$$

The assistance is triggered by evaluating wheel slip and other signals provided by a standard ESC (Electronic Stability Control) system. The controller is designed as a linear-quadratic regulator with gain-scheduling in combination with feed-forward control and disturbance rejection. The control law is given by

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}_x \mathbf{x} - \mathbf{K}_s \hat{\mathbf{x}}_s + \mathbf{K}_w \mathbf{w} \quad (14)$$

Reference signal \mathbf{w} is the desired yaw rate derived from a stationary vehicle model with steer angle as input and wheel base $l=2.888\text{m}$, understeer gradient $EG=0,000295$ and vehicle speed v as parameter,

$$\mathbf{w} \equiv \dot{\psi}_d = \frac{v}{l+EGv^2} \delta \quad (15)$$

The feed-forward control gain \mathbf{K}_w is given by

$$\mathbf{K}_w = -[\mathbf{C}(\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{K}_x)^{-1}\mathbf{B}]^{-1} \quad (16)$$

External yaw disturbances acting on the vehicle are estimated and compensated applying the method provided by [7]. The approach is based on the assumption that stationary, for non-vanishing disturbances and no feed-forward control, the interesting control variables \mathbf{z} are controlled to zero. The system state is then in general a linear combination of the disturbance state, i.e.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(t) &= \mathbf{S}_s \mathbf{x}_s(t) \\ \mathbf{z}(t) &\rightarrow \mathbf{0} \end{aligned} \quad \text{for } t \rightarrow \infty \quad (17)$$

The following disturbance observer provides an estimation of the disturbance state,

$$\begin{bmatrix} \hat{\dot{\mathbf{x}}} \\ \hat{\dot{\mathbf{x}}}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{E}\mathbf{C}_s \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}} \\ \hat{\mathbf{x}}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} \mathbf{L}_x \\ \mathbf{L}_s \end{bmatrix} (\mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}) \quad (18)$$

With the system description (8,12) the control law (14), the assumption (13) and considering stationary conditions, the gain \mathbf{K}_s for disturbance rejection can be calculated from the linear matrix equation (19). Note that in general the disturbance rejection gain \mathbf{K}_s depends on the state feedback \mathbf{K}_x .

$$\begin{bmatrix} \mathbf{S}_s \\ \mathbf{K}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{K}_x & -\mathbf{B} \\ \mathbf{C}_z - \mathbf{D}_z\mathbf{K}_x & -\mathbf{D}_z \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -\mathbf{E} \\ -\mathbf{G}_z \end{bmatrix} \quad (19)$$

Figure 12 illustrates the performance of the aquaplaning assistance. The driver initiated a steering wheel angle δ_H step during floating phase of the front wheels. With the assistance system active the vehicle is controllable and follows the driver commands by building up sufficient yaw rate and lateral acceleration. Without assistance the vehicle is moving uncontrollable in straight direction despite driver steering command.

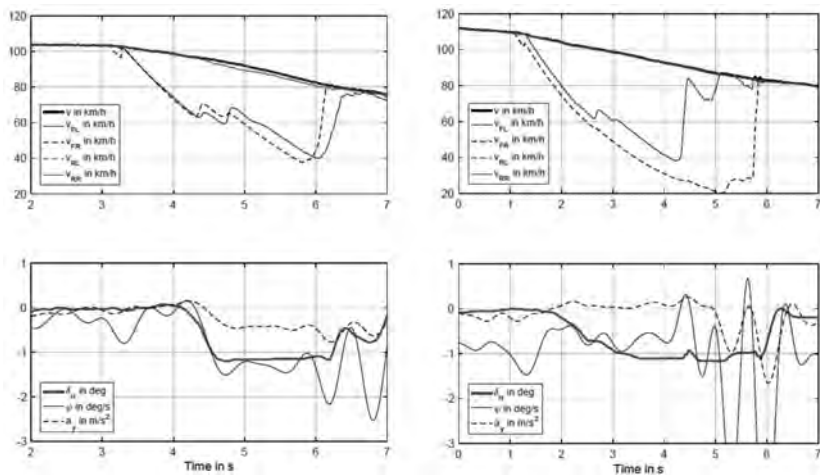


Fig. 12: Aquaplaning vehicle tests on Contidrom proving ground. (Left): Assistance active, vehicle is controllable by torque vectoring on the rear axle. (Right): Assistance not active, vehicle is moving uncontrollable in straight direction

5 Conclusions

A surrounding sensor based and a tire sensor (eTIS) based system for early aquaplaning risk detection have been proposed to warn the driver in an early phase before aquaplaning occurs. Based on outdoor vehicle tests in real aquaplaning situations feasibility studies have been carried out where both systems demonstrate the potential and ability for proof of concept and further base development.

A simulation environment has been designed to study an active safety system with the purpose to assist the driver when the vehicle aquaplanes. An extended tire model reproduces the effect of the surface water leading to a complete loss of grip at the front wheels. The proposed assistance strategy is based on a state feedback and feed-forward control torque vectoring actuating the rear brakes. The system enables an adequate amount of yaw damping as well as a minimum guidance capability. Vehicle tests have shown significant benefit of the assistance.

Continental's long-term strategy is "Vision Zero" leading to zero traffic-related fatalities, injuries and road accidents. An important building block is the support of the worldwide global NCAP "Stop the Crash" campaign to raise awareness of state of the art life-saving technologies.

References

- [1] Bathelt, H.: Analytische Behandlung der Strömung in der Aufstandsfläche schnell rollender Reifen auf nasser Fahrbahn ("Aquaplaning"). *PhD Thesis, Technische Hochschule, Wien*, 1971.
- [2] Ditze, M.; Golasowski, F.; Laum, N.; Varhelyi, A.; Gustafsson, S.; Geramani, K.: A Survey on Intelligent Vehicle Safety Systems for Adverse Weather Conditions. In, *Proc. of FISITA World Automotive Congress*, Budapest, 2010.
- [3] Frerichs, D.: Design and Simulation of Vehicle Dynamics Control to Improve Stability during Aquaplaning. *Master Thesis, Technical University, Darmstadt (in German)*, 2015.
- [4] Gengenbach, W.: The Behavior of Passenger Car Tires on Dry and Wet Roads. *PhD Thesis, Technical University, Karlsruhe (in German)*, 1967.
- [5] Görich, H.-J.: System That Detects the Current Friction Potential of a Passenger Car During Driving. *PhD Thesis, VDI-Verlag, Düsseldorf (in German)*, 1993.
- [6] Herrmann, S.R.: Simulation Model of Water Drainage and Aquaplaning on Road Surfaces. *PhD Thesis, Stuttgart (in German)*, 2008.
- [7] Müller, P.C. & Lückel, J.: Disturbance Rejection Control in Linear Multivariable Systems. In *Regelungstechnik*, Heft 2, pp. 54-59 (in German), 1977.
- [8] Orend, R.: Modelling and Control of a Vehicle with Single-Wheel Chassis Actuators. In *Proc. of IFAC World Congress*, Prague, 2005.
- [9] Raste, T., Frerichs, D.: Study on Active Safety for Aquaplaning Assistance. In *Proc. of AVEC International Symposium*, Munich, 2016.
- [10] Semmler, S., Isermann, R.; Schwarz, R.; Rieth, P.: Wheel Slip Control for Antilock Braking Systems Using Brake-By-Wire Actuators. In *Proc. of SAE World Congress*, Detroit, 2002.
- [11] Tuononen A., Niskanen A., Xiong Y., Mahboob-Kanafi M.: Advanced Tire Sensing for wet grip and rolling resistance improvements. *Intelligent Tire Technology*, 2013

Optimierung der Fahrdynamik durch zukunftsweisende Vernetzung und Integration von mechatronischen Fahrwerksystemen

System- und Funktionsentwicklung im Rahmen der elektronischen Fahrwerkplattform

Dipl.-Inf. **Marc Petit**, Dipl.-Ing. **Markus Gantikow**, B.Eng. **Nils Kallert**,
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach

Kurzfassung

Um dem Anspruch, hochperformante wie auch alltagstaugliche Sportwagen zu bauen gerecht zu werden, werden bei der Entwicklung von Porschefahrzeugen vermehrt mechatronische Komponenten eingesetzt. Damit diese eingesetzten Komponenten als Verbund das gewünschte Fahrverhalten abbilden, setzt Porsche auf der einen Seite bei der Entwicklung der mechatronischen Bauteile auf innovative Technologien, auf der anderen Seite werden auch bei der Vernetzung und Integration der Fahrwerksysteme und -funktionen neue Wege gegangen.

Vor dem Hintergrund der wachsenden Anzahl an mechatronischen Systemen stellt dieser Vortrag die Vernetzung und Funktionsintegration von neuen intelligenten Funktionen vor. Anhand ausgewählter Beispiele werden die Vorteile der weiteren Zunahme der Fahrwerk-Systemvernetzung zur weiteren Verbesserung der Fahreigenschaften aufgezeigt und auf die damit einhergehende wachsende Komplexität und Herausforderung in der Entwicklung eingegangen. Gewährt wird ein Einblick in die Systemarchitektur der neu entwickelten elektronischen Fahrwerkplattform als zentrales Systemrechenzentrum und in den dafür erforderlichen Entwicklungsprozess (Organisationsstruktur, Sicherheitsstandards nach ISO 26262, Datensatzmanagement, Integrationstests, ...).

1. Motivation

Das Ziel bei der Entwicklung neuer Fahrzeuge von Porsche ist, die bisherigen Modelle mit konsequenter Ausprägung des Porsche-typischen Charakters zu perfektionieren. Hierbei müssen zunehmend immer anspruchsvollere, zielkonfliktbehaftete Anforderungen berücksichtigt werden, welche aus den Anforderungen der Kunden hergeleitet werden. So muss ein Porsche nicht nur auf der Rennstrecke eine optimale Performance bieten und den Maßstab an Sportlichkeit in dem jeweiligem Segment setzen, sondern auch im Alltag wettbewerbstaughlichen Komfort bieten. Dies alles muss noch in Einklang mit der energetischen Effizienz gebracht werden. In Bild 1 ist der sich ergebende Zielkonflikt dargestellt.

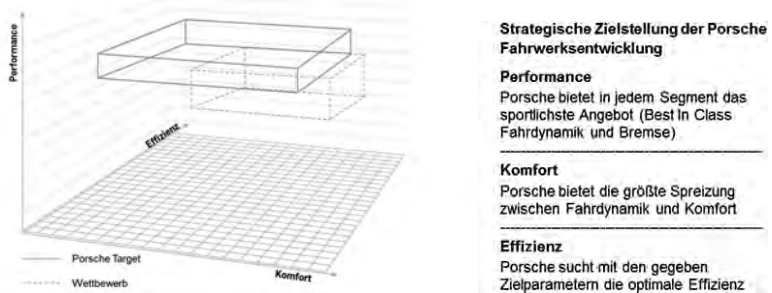


Bild 1: Strategische Zielstellung der Porsche Fahrwerksentwicklung

Einem immer größer werdenden Zielkonflikt durch die Optimierung der drei Dimensionen begegnet die Porsche AG mit dem Einsatz von intelligenten Aktuator- und Sensorkonzepten in Verbindung mit leistungsfähigen Steuergeräten und einer maßgeschneiderten Funktionsarchitektur. Bei der Entwicklung künftiger Porsche-Modelle wird schon bei der Konzeption darauf geachtet, diese Ziele erreichen zu können. Zum einen erfolgt hierdurch die Systemauswahl, aber auch die Definition der System- und Funktionsarchitektur. Damit für den Kunden ein harmonisches Gesamtbild entsteht, muss nicht zwangsläufig jedes System in allen Dimensionen einen Beitrag leisten, bzw. hat nicht jedes System hierbei gleich hohe Anforderungen. Einige Systeme leisten vor allem einen Beitrag zur Performance, andere eher zum Komfort und wieder andere zur Effizienz. Jedoch wird erst durch das intelligente Zusammenwirken aller Systeme die Zielerreichung möglich.

Um einen Überblick über dieses Zusammenwirken zu erhalten wird jedes System zuerst in seine Bestandteile zerlegt und untersucht, welche Ebene einen Beitrag zu den drei Dimensionen leisten kann. Anschließend werden alle Systeme zusammen betrachtet. Hierzu werden

die Stärken und Schwächen der Systeme über die drei Dimensionen aufgetragen. Aus dem entstandenen Diagramm (siehe Bild 2) kann somit das Zielbild kontrolliert und auch in Relation zu internen und externen Mitbewerbern gebracht werden.

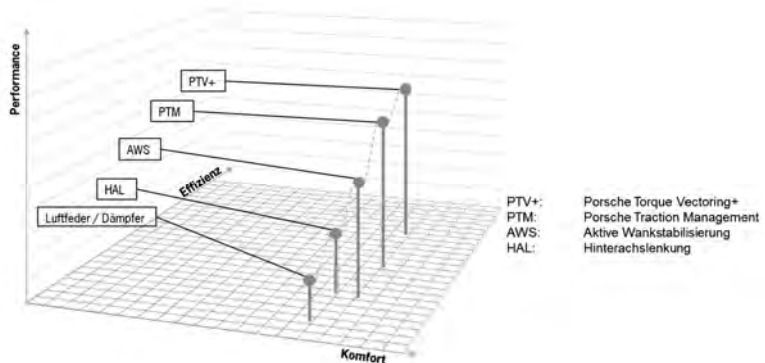


Bild 2: Einzelne Fahrwerksysteme und ihr Beitrag zum Porsche-Ziel

2. Mechatronische Systeme bei Porsche

Wie im vorherigen Kapitel aufgezeigt, werden nach und nach neue Systeme in die einzelnen Porsche-Fahrzeuge eingeführt, um die zahlreichen und teilweise widersprüchlichen Anforderungen an das Fahrwerk zu erfüllen.

Hier wird eine Übersicht einiger dieser Systeme gegeben, um die daraus resultierenden Herausforderungen darzustellen.

2.1. Geregelte Dämpfer

Der geregelte Dämpfer bietet eine optimierte Aufbau- und Radkontrolle gegenüber straßen- und fahrerinduzierten Anregungen. Dabei wird der Zielkonflikt zwischen Komfort- und Performanceanforderungen abhängig vom eingestellten Grundsetup aufgelöst. Der Dämpferregler begrenzt die gespürten Aufbaubewegungen sowie die Radbewegungen gegenüber der Straße durch dynamische Anpassung der Dämpfung an jedem einzelnen Rad in Abhängigkeit von Rad- und Aufbaubeschleunigungen. Je nach Fahrmodus werden die jeweiligen Regelanteile unterschiedlich gewichtet. Damit wird der Komfort optimiert und gleichzeitig der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn sichergestellt.

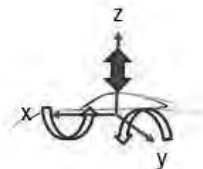


Bild 3: Porsche Active Suspension Management (PASM) mit geregeltm Dämpfer

2.2. Dreikammer-Luftfederung

Die Luftfederung ermöglicht die Regelung einer Zielstandhöhe, welche durch den Fahrer oder automatisch in Abhängigkeit der Geschwindigkeit zur Optimierung der Effizienz oder der Fahrdynamik festgelegt wird. Zusätzlich reduziert der Niveauregler den Einfluss der Fahrzeugdynamik während der Fahrt auf ein Minimum.

Das neue Luftfederfahrwerk besteht aus vier adaptiven Luftfedern mit jeweils zwei schaltbaren Zusatzvolumen. Durch das Zu- oder Abschalten der zwei Zusatzvolumen passt sich die Federrate der Luftfeder in Abhängigkeit des gewählten Fahrmodus an die Fahrsituation an. Bild 4 zeigt die hohe Spreizung der möglichen Federraten.

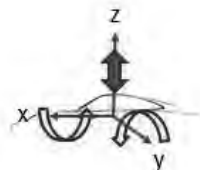
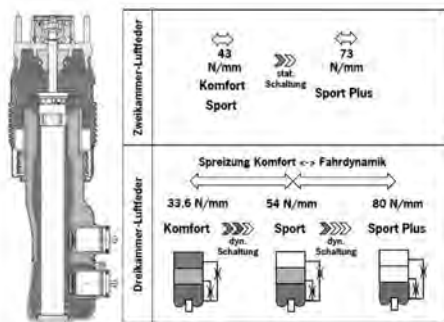


Bild 4: Dynamische Federraten der Dreikammer-Luftfeder am Beispiel Panamera

2.3. Aktive Wankstabilisierung

Die aktive Wankstabilisierung stellt Kräfte, die gegen das Wankmoment wirken, welche durch die Querbewegung verursacht wird. Damit sollen die Aufbaubewegungen sowie die daraus resultierenden Querkkräfte reduziert werden. Der Kontakt Reifen-Fahrbahn wird durch eine

optimale Radstellung verbessert. Zusätzlich kann die Wankstabilisierung durch geeignete Verteilung der Momente zwischen Vorder- und Hinterachse auf die Fahrzeugbalance passend zur Fahrsituation wirken.



Bild 5: Das elektrische Wankstabilisierungssystem Porsche Dynamic Chassis Control (PDCC)

2.4. Hinterachslenkung

Die Hinterachslenkung, bestehend je nach Fahrzeugprojekt aus einem zentralen oder zwei seitlichen Stellern, verkürzt oder verlängert virtuell je nach Fahrsituation den Radstand. Damit können flexibel je nach Situation der Wendekreis verkleinert, die Agilität oder die Stabilität erhöht werden.



Bild 6: Die Hinterachslenkung

2.5. Antriebsmomentenregelung und -verteilung

Der aktive Allradantrieb, mit elektronisch geregelter, kennfeldgesteuerter Lamellenkupplung, verteilt die Kraft in jeder Fahrsituation optimal für exzellenten Vortrieb auf langen Geraden, in engen Kurven und auf Untergründen mit unterschiedlichen Reibwerten. Im Handling-Bereich wird darüber hinaus die Antriebsmomentenbalance für optimale Querdynamik geregelt. Bei hohen Geschwindigkeiten sowie beim Herausbeschleunigen aus Kurven sorgt die elektronisch geregelte Hinterachs-Quersperre mit vollvariabler Momentenverteilung zusätzlich für mehr Fahrstabilität und Traktion.



Bild 7: Porsche Traction Management

2.6. Koexistenz der Systeme

Durch die Kombination der jeweiligen Systeme kann das dynamische Fahrverhalten des Fahrzeugs über alle Achsen in unterschiedlichen Frequenzbereichen eingestellt werden. Der Kunde kann die Gewichtung zwischen Komfort, Dynamik und Effizienz durch die Auswahl eines Fahrmodus bestimmen. Damit wird ein optimales Fahrverhalten in jeder Situation erreicht. Das Zusammenspiel der Systeme muss funktional sowie applikativ genau abgestimmt werden. Viele der Systeme werden als Option vermarktet und die Anzahl der möglichen Kombinationen ist groß. Weil für jedes System eine maximale Verfügbarkeit sichergestellt werden muss, werden einzelne Degradierungsstufen definiert. Auch diese müssen systemübergreifend abgestimmt werden.

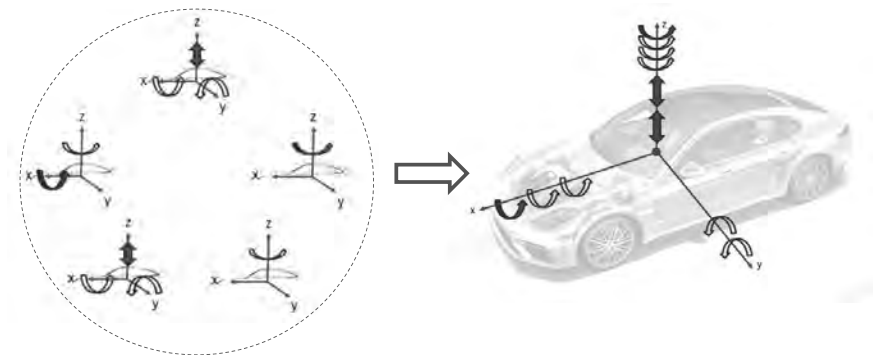


Bild 8 : Ergänzung und Überlappung der jeweiligen Systeme

3. Vernetzung der Systeme und elektronische Fahrwerksplattform

Um das Optimum in allen Dimensionen erreichen zu können, müssen sich die Systeme, wie in Kapitel 2 beschrieben, gegenseitig ergänzen.

Um dieses Ziel zu ermöglichen, wird eine neue Reglernetzung aufgebaut. Wurde in der Vergangenheit für jedes System ein Steuergerät mit dazugehörigem Regler im Fahrzeug implementiert, wird bei der Porsche AG ein zentrales Konzept verfolgt.

Dieses Konzept verfolgt den Ansatz, die Vernetzung der Regler und die synergetische Nutzung von Ressourcen in den Vordergrund zu stellen. Ergebnis ist eine Struktur, die eine zentrale Recheneinheit für alle Fahrwerkfunktionen – die elektronische Fahrwerkplattform - gepaart mit einer sogenannten Smart-Aktor-Struktur darstellt.

Weitere Unterstützung zur Ausprägung der Systeme wird durch die Softwareeigenentwicklung der Regler erreicht. Das dadurch erreichte Konstrukt bietet die optimalen Rahmenbedingungen, um die drei Dimensionen voll ausschöpfen zu können und damit die übergeordneten Ziele der Markenidentität und Differenzierung zu erreichen. Dabei werden die Agilität, die Wahrung von Kernkompetenz und die Kosteneffizienz optimal umgesetzt.

Die elektronische Fahrwerkplattform bringt folgende Vorteile mit:

- Konsolidierung aller Regler auf einem Steuergerät, weniger Schnittstellen über den Bus, direktere Kommunikation zwischen Reglern (Vorteile bei Buslast und Laufzeiten)
- Ein einziger Steuergeräteleverant für SW-Sharing und Basisthemen
- Knowhow-Schutz
- Hochagile Entwicklung
- Maßgeschneiderte Lösungen für Systeme
- Einheitliche Applikationskonzepte für baureihenübergreifende Fahrwerkregler

Damit die elektronische Fahrwerkplattform diese Vorteile voll ausspielen kann, muss die dazugehörige Sensor-/Aktorebene auch entsprechend optimal ausgestattet und angebunden sein. Deswegen wird bei Porsche ein aufwändiges Sensorkonzept bestehend aus Beschleunigungssensoren an Rad und Aufbau sowie Niveausensoren an jeder Fahrzeugecke, eingesetzt. Dieses Konzept bietet einen signifikanten Vorteil gegenüber dem Wettbewerb, welcher es den SW-Reglern ermöglicht, optimal auf jede Fahr- und Umgebungssituation einzugehen.

3.1 Softwarestruktur

Das Steuergerät wurde in Anlehnung an den AUTOSAR-Standard entwickelt und baut auf vier Schichten auf. Die Entwicklungsverantwortung wurde so aufgeteilt, dass die Elemente des Steuergerätes, die eindeutig zur Markenidentität und Differenzierung beitragen, von Porsche

selbst entwickelt und anschließend als Black Box dem Lieferanten übergeben werden. Die nachfolgende Abbildung gibt ein Überblick über die eigenentwickelten Regler.

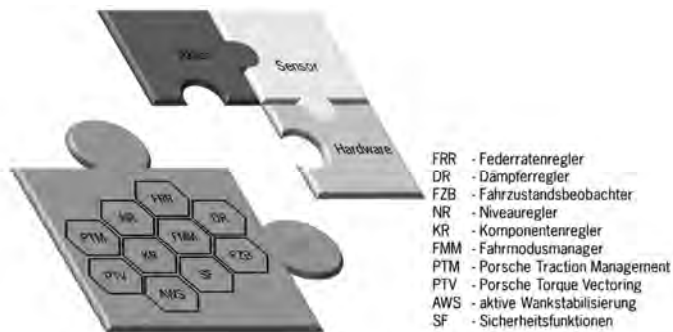


Bild 9: Softwarearchitektur

Auf die Seite des Lieferanten fällt die Verantwortung für die Entwicklung von Hardware, Basissoftware und Laufzeitumgebung sowie für den korrekten Einbau der von Porsche entwickelten Regler. Die vollständige Integrationsverantwortung liegt bei der Porsche AG und wird in Kapitel 4 näher erläutert.

4. Entwicklungsprozesse für den mechatronischen Verbund

4.1 Organisationsstruktur, Projektmanagement und Integrationsprozess

Nach der klassischen Bauteilentwicklung wird mit der Einführung von Hydraulik, Pneumatik und vor allem Elektronik die Systementwicklung etabliert. Über ein System und einen Systemverantwortlichen werden mehrere Bauteile und Bauteilverantwortliche, ggf. Regler und Reglerverantwortliche, sowie das Steuergerät und der Steuergerätverantwortliche, als ein überschaubares Konstrukt bzw. Team zusammengehalten und synchronisiert.

Im Rahmen einer Multi-System- oder Multi-Funktion-Plattform treffen sich mehrere Systemteams und Verantwortungsbereiche auf einem Rechner. Eine Projektkoordination ist erforderlich. Nicht selten heißt es dann: Was ist eigentlich „das Projekt“?

Porsche hat diese Komplexität erkannt und mittels einer eigens dafür durchgeführten Prozessanalyse ein für Porsche neues Projektmodell entwickelt. Durch dieses neue Modell ist es möglich die Funktionalität der SW-Komponenten sicherzustellen, funktionale Synergien zwi-

schen den SW-Komponenten und eine weitgehend interdisziplinäre Projektsteuerung zu ermöglichen. Dies war die einzige Möglichkeit, die ursprünglichen Ziele der SW-Eigenentwicklung nicht aus den Augen zu verlieren.

Das Projektmodell der elektronischen Fahrwerkplattform baut im Wesentlichen auf einer klassischen Matrixorganisation auf. Jede SW-Komponente wird einem spezifischen Projektbereich zugeordnet, welcher für die Entwicklung der Funktion verantwortlich ist. Zudem werden ein Projektleiter und mehrere Teilprojektleiter ernannt, welche die Verantwortung über das Projekt bzgl. Zeit und Qualität haben.

Wenn die Verantwortungen einmal geklärt und möglichst voneinander abgegrenzt sind, muss die Synchronisierung der einzelnen Teilprojekte erfolgen. Porsche muss, um Ausnahmefahrzeuge zu entwickeln, gleichzeitig effizient und flexibel entwickeln. Einzelne Aspekte einer modernen agilen Entwicklung haben sich sehr früh als unerlässlich für eine SW-Eigenentwicklung auf einer Multifunktions-Plattform erwiesen. Um die Funktion möglichst nah am Fahrzeug zu optimieren, werden die einzelnen Regler in kleinen Iterationen auf Basis des n-1-Stands der Plattform weiterentwickelt und über eine serverbasierte, automatische Generierung direkt als flashbaren Stand erzeugt. Der gesamte Reglerverbund wird dann zyklisch in einem festen Integrationszyklus zusammengeführt, integriert und getestet, bevor dieser mit dem Rest der Fahrzeugelektronik qualifiziert wird. Damit wird die Brücke zwischen dem klassischen Fahrzeug-Entstehungsprozess und einer agilen Reglerentwicklung aufgebaut. Hier ist eine saubere und stabile Integrationsplanung unbedingt erforderlich.

4.2. Anforderungsmanagement und Architektur

Auf einer Multi-System-Plattform treffen sich sowohl extrem unterschiedliche technische Ansätze als auch eine große Anzahl von Projektteilnehmern. Trotzdem müssen alle Inhalte rechtzeitig im gemeinsamen Steuergerät für das Zielfahrzeug umgesetzt werden.

Die klassische Anforderungsmanagement-Kette von den Systemanforderungen bis hinunter zu Soft- und Hardwareanforderungen ist in diesem Fall multidimensional und erfordert eine genaue Verfolgung und Synchronisierung. Zeitlicher Versatz zwischen Systemen oder Teilsystemen muss eliminiert werden, Widersprüche müssen verhandelt werden, Synergien müssen ausgeschöpft werden. Auch in diesem Fall muss der Prozess genau abgestimmt werden, um alle Fraktionen zusammenzubringen. Das Anforderungsmanagement wird zentral als eigenständiges Arbeitspaket etabliert und im Entwicklungszyklus festgehalten.

Der nächste wichtige Baustein für eine Multi-System-Plattform ist die Erarbeitung der Architektur bzw. das Herbeiführen der einzelnen Architekturentscheidungen. Es ist eine Balance zwischen zentraler Architekturfestlegung, um einem handhabbaren und zukunftssträchtigen

Software-Aufbau zu sichern, und dezentralen Architekturentscheidungen, um die Entwicklungsgeschwindigkeit und die Innovationsfähigkeit sicherzustellen, erforderlich.

Auch im Bereich Architektur spielt die Zeit eine wichtige Rolle, um die Projektmeilensteine zu erreichen. Die Architekturschritte werden im selben Prozess zusammen mit dem Anforderungsmanagement integriert und sind damit ein Kernelement in der Kette.

4.3. Datensatzmanagement

Mechatronische Fahrwerksysteme bieten durch individuelle Applikation nicht nur die Möglichkeit eines optimalen Fahrverhaltens für jede Baureihe, sondern auch für jede spezifische Derivat- und Ausstattungsvariante. Demzufolge ist Porsche auch unter anderem dafür bekannt, das absolute Maximum aus jeder Variante herauszuholen, um die spezifischen Kundenbedürfnisse gezielt anzusprechen.

Aus der Kombination der spezifischen Derivat- und Ausstattungsvarianten, bestehend aus verschiedenen Motoren-, Getriebe-, Karosserie- und Antriebsvarianten, sowie Ausstattungsmerkmale, ergibt sich ein großer Variantenbaum von Fahrwerksvarianten. Aus all diesen Varianten und Ausprägungen resultieren angepasste Applikationsdatensätze und stellen die Entwickler vor neue Herausforderungen. Dabei gilt es, die Vielzahl der Datensätze während der Entwicklung nicht nur auf jede Variante perfekt abzustimmen und immer wieder zusammenzuführen, sondern auch die Flut an Datensätzen zu verwalten. Um einen geringen administrativen Aufwand und eine prozesssichere Verwaltung für das Datenmanagement zu gewährleisten, sind im Rahmen der Entwicklung neue Methoden notwendig geworden.

Ein Blick über den Tellerrand gab den entscheidenden Impuls mit einer Lösung, die bereits seit mehreren Jahren in der Entwicklung des Antriebsstranges genutzt wird. Der Einsatz eines professionellen Kalibrierdaten-Managementsystems ermöglicht eine professionelle, software-unterstützte Verwaltung von Kalibrierdaten. Dadurch können zum einen die verantwortlichen Bereiche der Matrixstruktur ihre SW-Komponenten unabhängig und gezielt applizieren, zum anderen kann das System bei der späteren Zusammenführung der Parameter die gegenläufigen Ziele aufdecken. Widersprüchliche Ziele oder negative Wechselwirkungen können so im Kontext des Gesamtfahrzeugziels optimal aufgelöst werden. Zudem unterstützt der Einsatz des Systems eine transparente und prozesssichere Applikation, angefangen von der Konzeptentwicklung bis hin zur Überführung in die Serienproduktion.

4.4. Testing

Trotz der immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten, einer wachsenden Komplexität und der Zunahme von Softwarekomponenten in Kraftfahrzeugen besteht weiterhin der Anspruch

an einen hohen Qualitätsstandard. Dies, gepaart mit dem hohen Maß an Softwareeigenentwicklung im EFP-Projekt, bedeutet, dass eine Gesamtabnahme der jeweiligen Lieferungen nicht mehr ausreicht. Bild 10 zeigt alle am Testing beteiligten Instanzen und deren zeitliche Abfolge in Form eines angepassten V-Modells.

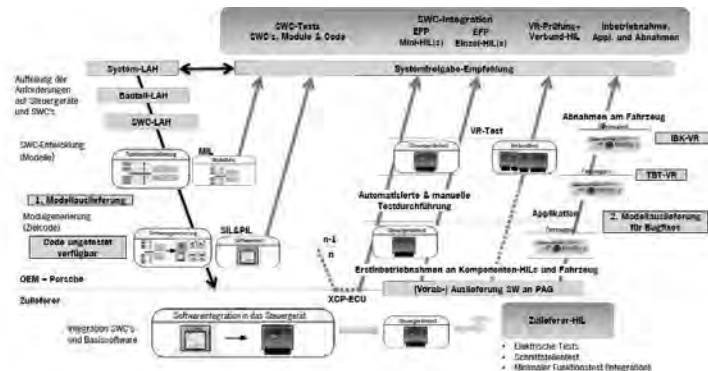


Bild 10: Testinstanzen eines Entwicklungsschrittes

Bereits zum Zeitpunkt der SWC-Modellierung existiert eine, je nach Sicherheitseinstufung der SWC, angepasste Testabdeckung durch Modelltests. Diese Tests werden nach der Codegenerierung wiederholt und sichern so den Prozess der Überführung in Seriencode ab. Sobald die Software flashfähig ist, wird die Verifikation auf Steuergeräteebene fortgesetzt. Manuelle Inbetriebnahmen an Komponenten-HiL-Aufbauten und in Fahrzeugen werden ergänzt durch automatisierte HiL-Software-Integrationstests. Nach erfolgter Applikation und der Bereitstellung verifizierter Daten beginnt die finale Absicherung des Entwicklungsschrittes. Alle Ergebnisse in Summe stellen die Basis für die finale Systemfreigabe dar.

4.5. Funktionale Sicherheit

In der Porsche Fahrwerkentwicklung steigt der Anteil elektrischer und elektronischer Systeme (E/E-Systeme) stetig und führt zu einer Komplexitätserhöhung, welche innerhalb der Serienentwicklung beherrscht werden muss. Die Norm ISO 26262 stellt dabei den Stand der Technik zur Bewertung und zum Umgang mit solchen E/E-Systeme dar. Der Startpunkt zur Erfüllung der spezifischen DIN ISO 26262 Anforderungen ist die Bestimmung des Kritikalitätslevel „ASIL“ des elektrisch/elektronischen Systems mittels Gefahrenanalyse und Risikobewertung. Es

werden potentielle elektrisch/elektronische Fehlfunktionen betrachtet und deren Gefährdungspotential klassifiziert. Erforderliche Fahrbeurteilungen werden in verschiedenen Entwicklungsphasen mit spezifischen Versuchsfahrzeugen und Prototypenaufbauten durchgeführt. Unter der Betrachtung aufgestellter Sicherheitsziele (safety goals) und funktionaler Sicherheitsanforderungen werden technische Sicherheitskonzepte für die jeweiligen Systeme oder Funktionen definiert. Im Rahmen einer Multi-System Plattform müssen die einzelnen Sicherheitskonzepte abgeglichen und zusammengeführt werden, um ein Plattform-Sicherheitskonzept darzustellen. Bei der Architekturfestlegung und Entwicklung der Systeme hat sich ein Vorgehen zur strukturellen Unterteilung zwischen den sicherheitsbehafteten Überwachungsfunktionen und den Regelungsfunktionen etabliert. Nach Identifikation und Umsetzung konkreter Überwachungsfunktionen wird u. a die Wirksamkeit der entwickelten SW-Komponenten fortlaufend mittels zentralen Testkonzepts durchgeführt und verfolgt. Das erstellte Testkonzept ermöglicht eine effiziente Festlegung und Verfolgung spezifischer Testanforderungen bei modifizierten Überwachungsfunktionen, z.B. bei notwendigen Manipulationstests und Wiederholungstests innerhalb der Serienentwicklung.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Dank der aufgeführten technischen Lösungen und der neuen Prozesse kann das Ziel erreicht werden, ein innovatives, hoch-performantes sowie auch alltagstaugliches Fahrzeug zu entwickeln. Gleichzeitig wurde mit der elektronischen Fahrwerkplattform und der neu eingeführten SW-Eigenentwicklung eine neue Ära in der Fahrwerkentwicklung bei Porsche eingeleitet. Der zentralisierte Ansatz in Verbindung mit der Software-Eigenentwicklung und dem intelligenten Sensorkonzept hat den entscheidenden Beitrag geleistet, die hohen Anforderungen künftiger Porsche-Modelle zu erfüllen. Dieses Konzept wird konsequent bei den heutigen Systemen umgesetzt und kann zukünftig auch auf weitere Systeme und Baureihen übertragen werden. Das Konzept von größeren Rechnerplattformen für die Bündelung von vielen Funktionen setzt sich fort und wird ausgebaut. Die Ideenspeicher sind bereits voll, die Herausforderungen wachsen und die Komplexität muss gemeistert werden.

Reifensimulationsmodelle der Zukunft

Tire Simulation Models of the Future

Dr. Michael Selig, Dr. Mathias Meyer, Dr. Frank Petry,
Dr. Stephan Westermann, Goodyear S.A., Luxembourg

Kurzfassung

Im Allgemeinen nimmt die Bedeutung der Simulationen im Reifenentwicklungsprozess stetig zu. Dies ist unter anderem auf verkürzte Entwicklungszyklen aber auch auf eine größere Differenzierung von Reifengrößen pro Fahrzeug zurückzuführen. Ein weiterer Aspekt der die verbesserte Modellbildung vorantreibt ist die Generierung von Grundlagenverständnis. Das High-techprodukt Reifen ist eine besondere Herausforderung für die numerische Modellierung aufgrund der Komplexität der nichtlinearen Materialeigenschaften seiner Komponenten sowie der unterschiedlichsten Einsatzbedingungen. Beispiele hierfür sind nasse oder trockene, beziehungsweise winterliche Straßenverhältnisse auf Asphalt oder Off-Road. Hinzu kommen verschiedene Fahrzeugmodelle mit den Fahrzeugkategorien LKW, SUV, Sport- oder Kompaktfahrzeug. So wie es verschiedene Reifenarten und -größen für die unterschiedlichsten Anwendungsfälle gibt, kommen auch verschiedene Reifenmodelle in der Entwicklung zum Einsatz. Dabei verwenden Fahrzeug- sowie Reifenhersteller, aber auch Fahrbahmentwickler und Materialzulieferer teilweise verschiedene (Reifen-)Modelle um die jeweiligen Fragestellungen zu beantworten und der großen Bandbreite unterschiedlicher Anwendungsfälle gerecht zu werden.

Der vorliegende Beitrag thematisiert die aktuellen Reifenmodelle mit ihren Anforderungsprofilen und gibt einen Ausblick in die Zukunft der Reifensimulation. Es wird diskutiert ob ein Reifenmodell für alle Anwendungsfälle ausreichend sein wird, oder ein differenzierter Ansatz eher erfolgsversprechend ist. Dabei werden Kriterien wie Skalierbarkeit, Rechenzeit und Genauigkeit sowie das Vorhersagevermögen von Reifenmodellen in der Produktentwicklung thematisiert und zukünftige Anforderungsprofile an Reifenmodelle in ihren unterschiedlichen Anwendungsgebieten betrachtet.

Abstract

In general, the importance of simulation in the product development process is steadily increasing. Among other reasons, this can be attributed to shortened development times and to an increased differentiation of tire sizes per vehicle. A further relevance is given on the generation of fundamental knowledge. The tire as a high-tech product is not an exception, it is more an outstanding challenge. One reason for this is the high complexity due to the non-linear material properties of its components. Another reason stems from the very diverse operating conditions of the tire. Examples are the usage on wet or dry, respectively winter roads or even off-road. On top are different vehicle models with various categories e.g. Truck, SUV, Sport or Compact cars. As there are different types of tires and sizes are available on the market for a wide variety of applications, various tire models have been developed over the time and are used in the development process. Vehicle and tire manufactures as well as road developers and material suppliers use various tire models to answer the respective questions.

This contribution addresses the current tire models and their requirements as well as an outlook to the future of tire simulations. It is discussed whether an all-in-one simulation solution is desirable or if a more focused, differentiated approach would be more promising. Scaling capabilities, computation time and precision as well as the predictability of tire models in the product development are reviewed. In addition, the requirement profiles of these models are considered with respect to the various fields of application.

1. Introduction

To understand the vehicle behavior during cornering, acceleration and braking as well as the transfer of road unevenness it is crucial to understand the forces and moments which are developed in the tire and how they are transmitted. Key is the real area of contact between the tire and the road. The traction of tires is mainly determined by the frictional partners rubber and road surface, but the coefficient of friction is not constant. It depends on following properties:

- The tread compound
- The road surface roughness
- The contact pressure
- The sliding velocity
- The temperature
- History of motion

The horizontal movement of the vehicle is based on traction. In general, a lower contact pressure and a homogeneous pressure distribution in the tread area, means a higher traction of longitudinal and transverse force. For higher slip and sliding velocities, the traction decreases. Too high slips result in sliding of the tire. Additionally, the tires are the first spring/damper element of the vehicle for the vertical movement, which can be crucial for the ride and comfort applications.

Without the tire, neither the transmission of longitudinal and lateral forces would be possible nor to carry the vehicle load. The tire has a crucial influence on the vehicle road performance, therefore it is very important to use appropriate models with the necessary parameters. Depending of the model complexity, the force calculation is directly executed or added as co-simulation. If the tire model is taken as transfer element, the inputs are the position and orientation of wheel center and their derivatives as well as the road information (height profile, friction etc.). The output of the tire model are the forces and moments in longitudinal, lateral and radial direction [1].

The contact forces are generated by shear strains/stresses in the rubber, which are non-linear and on top temperature dependent, caused by the deformation due to the longitudinal (braking, accelerating), lateral (steering) and vertical forces (road roughness and load transfer) introduced/imposed by the rim. Modelling the bead seating is complex as the steel/alloy rubber contact is completely different than the rubber road interaction due to the differences of the surface properties.

A classification of different models is shown in Figure 1. On the one hand the tire is described with mathematical formulations (e.g. Magic Formula) or on the other hand to replicate the physics of the tire with different levels of complexity. In general, the tire model calculates the contact forces and moments.

Structural models are using implicit or explicit FEM-solvers to simulate a tire, which is very detailed but requires high computational efforts. To tune the vehicle chassis, multi body simulation tools are used to reduce computational efforts and therefore the number of parameters.

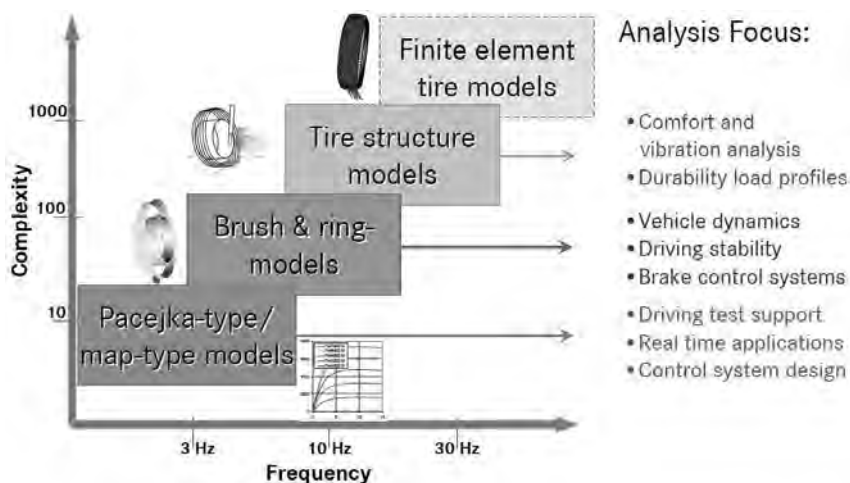


Fig. 1: Categories of tire models and the respective application fields derived from [2]

Today, the requirements of the used tire model depend on the application and context of the problem to be solved. The areas of vehicle dynamics, comfort and ride depend differently on the road excitations in terms of frequency and amplitude. The longitudinal and lateral slip values which occur are varying depending on the application as well. The available tire models, which are capable to generate simulation results with a higher or lower degree of confidence in their respective field as depicted in Figure 2, are described in Chapter 2 and Chapter 3.

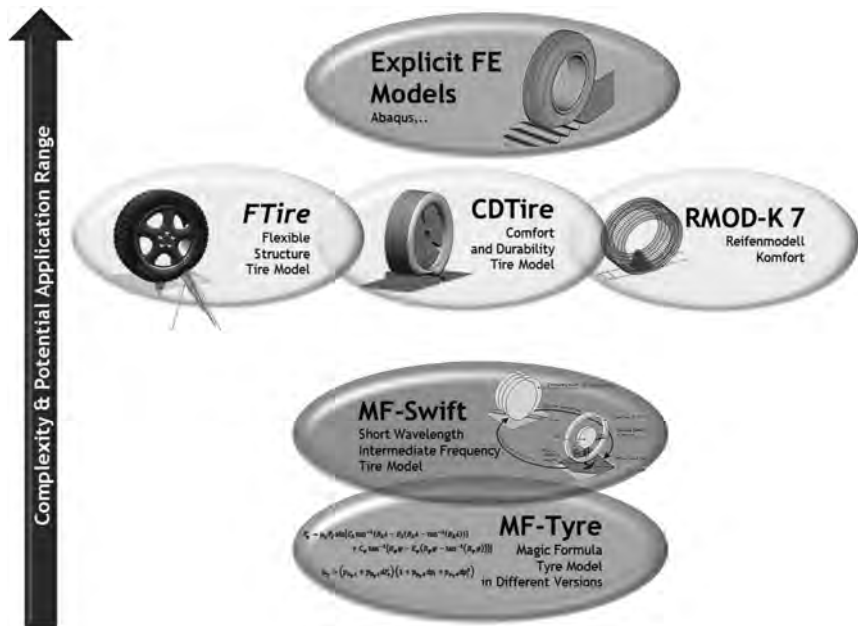


Fig. 2: Considered tire models derived from [3]

2. Tire models for vehicle dynamics

Magic formula

The well-known Magic formula was created in collaboration between the TU Delft and Volvo in the 1980s under the leadership of Prof. Pacejka. The basic idea behind the model is to describe the tire characteristics with a mathematical function, which is solely phenomenologically. Examples are the aligning torque or lateral force over the applied slip angle. The parameters of the model allow to replicate multiplicity of curve shapes. Therefore, it is possible to apply the model for a variety of tire measurements to extract typical tire characteristics by tuning the curve coefficients. Primarily the model is used to characterize longitudinal and lateral dynamics. As there are no physical principles behind the model, the tires need to be fully characterized on different test benches. A prediction based on the variation of tire properties is not possible [4].

MF-Tyre and MF-Swift

The company TNO, a spin off from the TU Delft, continues further the development of the Magic formula.

To consider belt dynamics of the tire and uneven roads, the initial function was extended in the beginning of the 1990s in a collaboration between TNO and TU Delft under the name MF-SWIFT (Short Wavelength Intermediate Frequency Tire) [5]. Firstly, the requirements of the vehicle dynamic control systems were of interest and, later, comfort and endurance. For many commercial MKS simulation tools are implementations existing.

The model consists of a rigid belt, neglecting the mass and inertia. Therefore, the natural frequency cannot be modelled. In x, y and z direction, the belt is connected to the rim using spring-damper elements. Thus, it is possible to model the relative motion between rim and tread. The magic formula is used for slip calculation.

3. Tire models for comfort and ride

FTire

The FTire (Flexible Ring Tire Model) by Prof. Gipser was created in 1998 from the tire model DNS-Tire (Dynamic Non-Linear Spatial Tire model) and BRIT (Brush and Ring Tire model). DNS-Tire consists of a coarsely FE-mesh and is solved in the time domain which results in a high processing time.

FTire is used to predict road loads on road irregularities including short wave-lengths as well as for vehicle comfort simulation. Also, it can be used as a nonlinear and dynamic tire model for handling studies, explaining most of the complex tire properties on a mechanical, thermodynamical and tribological basis.

To simulate belt dynamics, local contact patch pressure distribution, rolling resistance, side-wall contact, large camber angles and misuse scenarios, a structural dynamic based, spatial nonlinear in-plane and out-of-plane modelling approach is used. It is suitable for a frequency range up to 200 Hz, excited by mass imbalance, air cavity vibrations, short surface wave-lengths, non-uniformity of tire and/or rim, or irregular tread patterns. Also included is a belt temperature distribution and air volume vibration model. Additionally, it is capable to simulate tire slipping on the rim for large brake or drive torques.

RMOD-K

This model was created by order of Volkswagen AG at 'gedas' in collaboration with TU Berlin and FH Anhalt with the goal to create a model for different applications. In version 6.0 three different model variations with variable performances are available. For pure vehicle dynamics

purposes, RFN20 with discrete contact area and for comfort and endurance, a single-track (RFN30) and multi-track (RFN31) model were on the market. These models were transferred to CDTire.

RMOD-K 7.0 is a re-development and available as open source code under www.rmod-k.com. This tire model simplifies the tire belt into a rigid belt body, defined by a radius and a belt width. The contact between tire model and the contact area is described by cutting a parametrizable geometry with the ground layer or with the definition of the ground model.

CDTire

CDTire was developed on the RMOD-K6 code in collaboration between Fraunhofer Institut (LBF) Darmstadt and LMS International Leuven. The model consists of three different complexity levels. Modell 20 includes a rigid belt. The two other models have a flexible belt to model roughness in x and y (Model 30) separately or combined in x-y- direction (Model 40).

Meanwhile, a re-development at Fraunhofer-Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik (ITWM) Kaiserslautern created a real-time capable handling model as well as a complex 3D model. The real-time version consists of a flexible belt, including mass and brush elements to simulate the tire road contact. It is based on CDTire 30 but enables real-time capabilities. The code was transferred from Fortran to C with changes in the integration scheme and the linkage to the vehicle model in the context of co-simulation. For hard real-time conditions CDTire/Realtime and an offline version CDTire/HPS (High Performance Solver) are existing. The version CDTire/3D has a complete new setup, which is based on the geometry and the structure, e.g. using the different layers of the tire. Both tools are available for MBS platforms [6].

4. Modelling of rubber compounds

Rubber belongs to the group of elastomers and is especially characterized by its extraordinary temperature dependency. A fundamental explanation of the filiform rubber molecule chains is given by its chemical structure. These long polymer chains are highly flexible and mutually entangled with each other. During the vulcanization of the tire, the individual polymer chains get crosslinked with each other and the molecular structure gets rather stabilized. In addition, the polymer chains undergo a highly complex interaction with the reinforcing filler particles dispersed in the soft polymer matrix which is crucial for stabilization and performance optimization of the rubber compound in the tire structure.

Viscoelastic properties:

The Hooke's law describes pure elastic behavior, where a linear relation between stress and strain exists. For materials with viscoelastic behavior, the generalized Newtonian fluid gives the relation between the gradient of velocity and shear stress.

For viscoelastic materials, elastic and viscous behavior is existing. Ideal fluids transform all the energy into heat. However, for ideal elastic bodies the deformation energy is stored in the object and recovered when the strain is relieved. Applying external, time-dependent forces on viscoelastic objects leads to partial transformation in heating and storing the energy in deformation. As the properties depend on the time period of the stress, it is still a challenge to formulate a constitutive mathematical equation, as the rubber is behaving non-linearly and changes its behavior over the time and temperature on the one hand side, but also on strain, strain amplitude and mechanical history in case of rubbers filled with reinforcing fillers like carbon black or silica on the other side. Great effort is necessary for the simulation and to model the measured characteristics dominating the tire operating conditions. To reproduce the behavior, two different categories of models can be distinguished in general. Classical non-linear constitutive models use a combination of e.g. spring and/or damping elements to describe the rubber behavior e.g. at different strain velocities or temperatures. A different set of requirement exists if the goal is to relate the measured viscoelastic response to molecular information like the type of elastomer, its glass transition, the type of filler, the filler content etc. Often the class of molecular tube models is used whose validation in the scientific community has been quite successful. These more molecular founded models still involve a demanding set of mathematics and still require further extensions for tire applications. In general, the rubber characteristics is determined by the elastic behavior, which is often described by a non-linear spring. Both, the non-linearity of the strain stress curve and the incompressibility are considered by the spring. The viscous part of the rubber material and the temperature sensitivity are described by the frequency dependent rigidity. The rubber is stiffer for strain and stress at high frequencies or for low temperatures.

Ideal elastic and viscous shears are used for creating general constitutive models, e.g. mechanical spring and damping elements. Connecting these elements in parallel is called Voigt-Kelvin model, while a series connection is named after Maxwell. The Voigt-Kelvin model is superposing the stress and approximates the creep test, while the Maxwell is superposing the deformation and the relaxation test is simulated. A good approximation for real materials is an infinity parallel connection of Maxwell or a series connection of Voigt-Kelvin models.

To determine temperature- and frequency dependent mechanical properties of linear viscoelastic materials from known properties at a reference temperature the superposition principle

is used. The basic curved shape of the modulus as a function of time is not changing with different temperatures, but appears to be shifted in time domain. Therefore, a so-called master curve at a given temperature can be used as the reference to predict the rubber response at various temperatures by applying a shift function [7]. This master curve of tire compounds is nowadays a key input into modern models for tire response and rubber friction.

5. Parameterization of the models

To parameterize the target tire it is required to characterize the tire on different test benches of the manufacturer or service companies. Which parameters and which experiments are needed depends on the used tire model and its application. This selection also defines the quality of the generated data. The required know-how is distributed between tire manufacturers, tire model companies and the end user of the tire model data. Therefore, a close alignment between all involved parties is critical, like it was discussed in AK 3.5.1 but stopped in 2012. Also, the past has shown practical difficulties to find this consensus.

In practice, the person who generates the tire model dataset is typically not the person to run the following simulation which may lead to challenges. The reason for these challenges is that it is often not or only partially known in which context the tire model dataset will be used.

Additionally, different types of tires are produced by different manufactures. These tires are characterized on different test benches with different measurement protocols, which may lead to hardly comparable tire model datasets.

After the measurement data is available, the tire model parameters are identified. Most of the tire models are characterized by many parameters, but usually only the key parameters are optimized to reduce the error between simulation and experiment. Specifically, for tire manufacturers, those models represented by lumped or empirical parameters only provide limited usage in the tire development process in contrast to those models using actual physical/mechanical parameters.

To partly overcome these difficulties, between 1996 and 1999 the TIME project was initiated, with the goal to develop a standardized test procedure to extract lateral forces and moments [8].

As a follow-up project addressing the remaining open questions from the TIME project the Tire Model Performance Test (TMPT) was launched by TU Wien. A cooperation between some vehicle, tire and tire model manufactures and suppliers of multi body simulation tools tried to align measurement methods. A reference tire was characterized and the measurement data were provided to different tire model developers to parameterize the models. Afterwards, the parameterized tire models were given to the multi body simulation organization. The achieved

simulation results are compared and published by TU Wien. Again, differences in the tire model data were detected as well as the integration of the same tire model in different MBS environments plays a roll on the simulation result [9].

6. General requirements of full vehicle modelling for the future

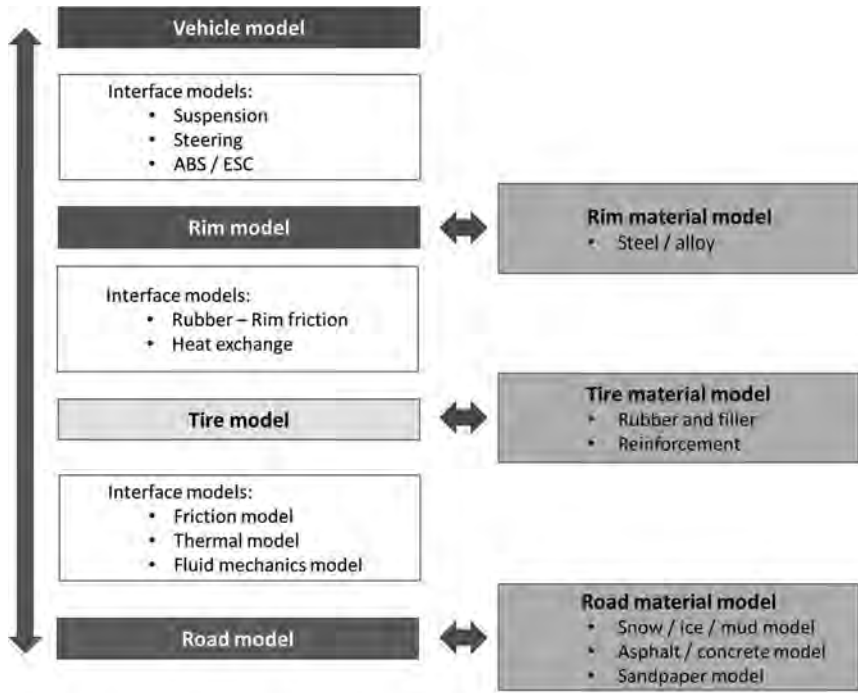


Fig. 3: Full vehicle modelling demands

The Figure 3 above shows the key ingredients of the full vehicle modelling. To generate accurate simulation results, it is required to model each area with the correct level of complexity.

On top, the vehicle model consists of the interface models e.g. suspension, steering, safety systems like ABS/ESC. The vehicle model needs to exchange with the rim model.

The rim model needs to have sub-models to describe the rubber – rim friction, which is different compared to the rubber – asphalt/sandpaper contact, as well as the heat exchange, e.g. internal tire temperature and vehicle brake system. For the implementation, it is required to model

the rim surface and the rim material. This area is for electric vehicles and ultra-high performance cars of importance, due to the higher available drive torque.

The tire model has interfaces to the surface friction, thermal and fluid mechanic models. For an accurate description of the tire, models of the rubber and fillers as well as the reinforcement material is key.

On the bottom, the road surface needs to be considered, e.g. snow, ice, mud models and asphalt, concrete or sandpaper, depending on the application/test field.

7. Requirements for future tire modelling

The requirements for future tire models depend on the perspective. Vehicle, tire and road manufacturers have different requirements which are partially contradictory e.g. the high resolution of surface characteristics and real time capability.

Tire manufacturers need precise prediction capabilities of tire characteristics with the focus on the sensitivity of tire construction components, like overlay material, breaker or belt angles etc. on all tire performances. General tire performances are for example wet/dry braking, noise, handling, rolling resistance or tire weight and dimensions.

On the other side vehicle manufactures are looking on tire models with decent prediction capabilities focusing especially on handing, ride and comfort as well as misuse scenarios. Additionally, interfaces to multi body simulation tools with real time capability are of importance. While road manufacturers would like to have decent predictions of tire characteristics with the focus on surface property sensitivity as well as road traction, wear and noise.



Fig. 4: Future tire modelling requirements

The described conflict of objectives is shown in Figure 4 and is asking if one tire model can serve all users. Today each tire model has its place in the virtual development process with its advantages and disadvantages. The number of available models and the level of complexity

is currently not helping design engineers in each industry for their daily job, which is also described by Rah and Mössner-Beigel [10]. Consequently, it is advisable to reinstate a deeper exchange with all involved parties. This can result in improved and/or new tire models with the capability of combined handling with ride and comfort predictions with less computational effort. Also, focusing on a reduction of the parametrization efforts is crucial to run less number of tests. From a tire manufacturer point of view a minimum list of truly predicted tire sensitivities for vehicle modeling could be:

- Nominal Loads
- Inflation Pressures
- Tire Sizes and Temperatures
- Inclination Angles
- Road Conditions
- Environment Temperatures

With the current and near future available technology, it is unlikely that a single tire model will be predictive on all the aforementioned fields of application at an affordable level of resources spent for its parameterization.

8. Outlook and trends

Tire modelling means to describe the material and thermal properties depending on the road model which causes different excitations frequencies. Is it possible that one model fits all requirements or are different models with different complexity existing which can transmit the required information to the next level? As virtual submissions, indicated in Figure 4, are requested more and more by OEMs, it is necessary to exchange the information on standardized parameterization routines and data formats. But this data exchange need to be realized on platforms which are compliant with the intellectual property requirements of the different organizations. The advantage of exchanging model information can lead to a co-development of the tire and the vehicle chassis with the benefit to reduce the number of development cycles. To achieve this, all involved institutions need to work close together, meaning, tire companies, OEMs, as well as developers of simulation tools. Also, the recent development activities of state-of the art driving simulators require an applicable tire representation.

The current situation of generating the tire models exceeds a nowadays effort able amount of time (~3 month) and costs (>10k€ per tire inflation pressure) to support the virtual vehicle development process efficiently due to the modelling demands of the tires. One important reasons are the usage of different tire models for the distinct fields of applications. There is no model existing which is fulfilling all requirements yet.

The usage of further standardized test protocols and data formats as well as the continuation of the discussions in strategy workshops like AK 3.5.1 (former AK 6.1.3) could help to provide progress in the virtual vehicle development.

- [1] Adamski D.: *Simulation in der Fahrwerktechnik*, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014
- [2] Ammon D.: *Vehicle dynamics analysis tasks and related tyre simulation challenges*, Vehicle Systems Dynamics (43), London, 2005
- [3] Gipser M.: *FTire – a Physically Based Tire Model for Handling, Ride and Durability*, Wien: Tyre Models in Vehicle Dynamics: Theory and Application, 2008
- [4] Pacejka H.B.: *Tyre and Vehicle Dynamics*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002
- [5] Schmeitz A.J.C., Besselink I.J.M. & Jansen S.T.H.: *TNO MF-SWIFT*, London: Vehicle System Dynamics (45), 2007
- [6] Gallrein A., Bäcker M.: *CDTire: a tire model for comfort and durability applications*, London: Vehicle System Dynamics (45), 2007
- [7] Ferry J.D.: *Viscoelastic Properties of Polymers*, New York – Chichester – Brisbane – Toronto: John Wiley & Sons, Inc., 1980
- [8] Van Oosten J., *TIME, Tire measurement procedure: steady state force and moment testing*, TNO Report Nr. 99. OR.VD. 017.1/JVO, Barcelona: European Automotive Congress, 1999
- [9] Lugner P., Plöchl M.: *Tire Model Performance Test (TMPT)*, London: Vehicle System Dynamics (45), 2007
- [10] Rauh J., Mössner-Beigel M.: *Tyre simulation challenges*, London: Vehicle System Dynamics (46), 2008

Effizientes Vorhersagetool für Bremseigenschaften von Reifen auf glattem Eis – ein physikalischer Ansatz

Efficient prediction of tire performance on smooth ice – a physical approach

Dr. H. Zeller, Dr. C. Prange, Dipl.-Ing. K. Wiese, Prof. Dr. B. Wies,
Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover

Kurzfassung

Basierend auf physikalischen Modellen, wurde ein schnelles Vorhersagetool für die Bremsleistung von Reifenprofilen auf glattem Eis entwickelt. In der Simulation wird die Energiedissipation ins Eis mit einem möglichen Aufschmelzen der Eisoberfläche mit einbezogen. Die Verteilung des geschmolzenen Wassers unter dem Laufstreifen wird mit Hilfe der Transportgleichungen, unter Berücksichtigung von Wischkanneneffekten, berechnet. Zusätzlich simulieren wir die Deformation des Profils und den Verlust von Kontaktfläche aufgrund lokaler Reibkräfte während eines Bremsvorgangs. Die Ergebnisse der Berechnungen werden mit Testergebnissen verglichen, um den gewählten Ansatz zu validieren. Abschließend wird eine beispielhafte Berechnung eines aktuellen Winterreifenprofils gezeigt.

Abstract

A fast prediction tool for tire performance on smooth ice was developed. It is based on physical models which include the energy dissipation into the ice leading to potential melting of the ice surface. The melted water is distributed under the footprint according to transport equations which include wiping effects. In addition the deformation of the tread pattern is considered according to local friction forces and the resulting loss of contact area during braking. The computations are compared to test results to validate the chosen approach. Finally an exemplary computation of an actual winter tire footprint is shown.

1. Motivation

Das Verständnis von Reibeigenschaften zwischen Gummi und verschiedenen Oberflächen ist von zentraler Bedeutung für die Reifen- und Automobilindustrie. Dabei geht es neben möglichst kurzen Bremswegen in unterschiedlichen Situationen auch um die Realisierbarkeit von

automatisiertem Fahren. Während wir Menschen aufgrund von gemachten Erfahrungen intuitiv auf neue Situationen extrapolieren, benötigt ein Computer fortgeschrittene Algorithmen, die in entscheidenden Situation das zur Verfügung stehende Kraftschlusspotential ermitteln. Um dies zuverlässig vorhersagen zu können ist ein grundsätzliches Verständnis der Reibmechanismen notwendig. Dabei ist Eis um 0°C (z.B. sogenanntes Blitzeis) eine der kritischsten Bedingungen aufgrund des sehr niedrigen Reibwertes.

In diesem Vortrag präsentieren wir ein Reibmodell (siehe [1,2]), das das Bremsen von Reifen auf glattem Eis nahe des Schmelzpunktes beschreibt. Die zentralen Gleichungen des verwendeten Modelles sind die Kontinuitätsgleichung, welche die Wasserverteilung unter dem Reifenprofil zu einem gegebenen Zeitpunkt beschreibt, und die Wärmeleitungsgleichung, die den Energietransport ins Eis und gegebenenfalls dessen Aufschmelzen modelliert. Dabei nehmen wir an, dass der Energieverlust aufgrund von Hysterese im Gummi zu vernachlässigen ist. Neben dem Aufschmelzen des Eises, werden auch mechanische Effekte, wie der Kontaktflächenverlust durch die Deformation von Profilelementen und das Wegwischen des Wasserfilms durch Block- und Lammellenkanten mit einbezogen. Dabei sind die auftretenden Effekte abhängig von der gewählten Gleitgeschwindigkeit v , der Umgebungstemperatur T und des Reifennendruckes p_0 .

Die Berechnung eines Reifenprofils setzt sich aus zwei Elementen zusammen. In einem Tool werden die Scherkräfte zwischen Eisoberfläche und Gummi unter Berücksichtigung der oben erwähnten Effekte berechnet. Im zweiten Tool wird die Deformation eines dreidimensionalen Modells des Reifenlatsches basierend auf den Scherkräften und des eingestellten Riefeninnendruckes errechnet. Als Ergebnis bekommt man die Wasserhöhenverteilung unter dem Reifen und die Oberflächentemperatur des Eises. Basierend auf viskoser Reibung wird hieraus ein Reibbeiwert für das Profil unter den eingestellten Bedingungen errechnet.

2. Physikalisches Model

Das physikalische Model der viskosen Reibung auf glattem Eis basiert auf zwei Grundsätzen. Zum einen wird der Transport und die Verteilung des Schmelzwassers unter dem Reifenprofil durch die Kontinuitätsgleichung beschrieben:



$$\frac{dh_y(t, x)}{dt} = \frac{1}{\rho_{ice} L_{ice}} \left(\kappa \frac{\eta v^2}{h_y(t, x)} + \lambda_{ice} \cdot \partial_z T_{x,y}^{ice}(t, z = 0) \right) \cdot \Theta(T_{x,y}^{ice}(t, 0) = T_m) - \frac{8}{3\eta} \frac{p_x}{\kappa D_{asp}^2} h_y^3(t, x) \cdot \Theta(h_y^s(t, x) < h^{s,max}) - \frac{v}{2} \partial_x h_y(t, x), \quad t \geq 0,$$

$$\frac{dh_y^s(t, x)}{dt} = \frac{1}{1 - \kappa} \frac{8}{3\eta} \frac{p_{x,y}}{D_{asp}^2} h_y^3(t, x) \cdot \Theta(h_y^s(t, x) < h^{s,max}), \quad t \geq 0,$$

mit

$$h_y(t = 0, x) = h_0.$$

Hierbei bezeichnet $h_y(t, x)$ die Wasserhöhe zu einem Zeitpunkt t an dem Ort x und y unter dem Reifenprofil. Dabei wird der Wassertransport in y -Richtung vernachlässigt, weswegen keine y Abhängigkeit der Wasserhöhe betrachtet wird. $h_y^s(t, x)$ ist die Wassermenge, die sich in der Gummirauhigkeit ansammelt. $T_{x,y}^{ice}(t, z)$ beschreibt die Temperaturverteilung im Eis, dabei bezeichnet z die Richtung ins Eis. Außerdem steht ρ_{ice} für die Dichte des Eises, L_{ice} für die latente Wärme des Eises, κ für die reale Kontaktfläche einer rauen Gummioberfläche, η für die Viskosität des Wasser, v für die Gleitgeschwindigkeit des Profils auf dem Eis, λ_{ice} für die Wärmeleitfähigkeit des Eises, $p_{x,y}$ für den lokale Druck und D_{asp} für den durchschnittlichen Asperitätendurchmesser der Gummirauhigkeiten.

Die zweite Gleichung ist die Wärmeleitungsgleichung, welche die Energieverteilung im Eis beschreibt:

$$\partial_t T_{x,y}^{ice}(t, z) = a_{ice} \partial_z^2 T_{x,y}^{ice}(t, z), \quad 0 < z < z_{max}, t \geq 0,$$

mit

$$T_{x,y}^{ice}(t = 0, z) = T_0^{ice}, \quad 0 \leq z \leq z_{max},$$

$$T_{x,y}^{ice}(t, z = z_{max}) = T_0^{ice}, \quad t \geq 0.$$

a_{ice} bezeichnet die Temperaturleitfähigkeit des Eises.

Zusätzlich gilt in dem Bereich der Eisoberfläche, der im Kontakt mit dem Reifenprofil ist, bis zum Zeitpunkt $t = t_m$ folgende Bedingung

$$\partial_z T_{x,y}^{ice}(t, z = 0) = -\frac{\kappa}{\lambda_{ice}} \frac{\eta v^2}{h_y(t, x)}, \quad 0 \leq t < t_m.$$

Dabei ist t_m definiert als der Zeitpunkt zu dem $T_{x,y}^{ice}(t_m, z = 0) = T_m^{ice}$, d.h. die Eisoberfläche die Schmelztemperatur erreicht hat.

Aus der resultierenden Wasserhöhenverteilung wird der Reibbeiwert für eine gegebene Gleitgeschwindigkeit v , eine Temperatur T und ein Druck p_0 berechnet:

$$\mu[p_0, v, T] = \frac{1}{p_0} \int_x \sum_y \frac{\kappa \eta v}{h_{y(t_{end}, x)}} dx$$

Dieses Model wurde bereits in [1,2] in einer Dimension beschrieben und wird nun in dieser Arbeit auf ein dreidimensionales Reifenprofil und einem zusätzlichen druckabhängigen Wischkanteneffekt erweitert.

Um dieses Model auf ein dreidimensionales Reifenprofil zu erweitern wurde angenommen, dass der Wassertransport zwischen Gummioberfläche und Eis maßgeblich in x-Richtung, d.h. Gleitrichtung erfolgt, und deswegen die Wasserbewegungen senkrecht zur Gleitrichtung vernachlässigbar sind. Außerdem wird angenommen, dass die Wärmediffusion in x- und y-Richtung innerhalb des Eises aufgrund der hohen Gleitgeschwindigkeiten des Reifenprofils zu vernachlässigen ist.

Neben der Erweiterung auf dreidimensionale Profile wurde auch das Wiedereinfrieren des Wassers in den Lamellen und Quernuten und das Wegwischen des noch nicht wieder eingefrorenen Anteils des Schmelzwassers durch die Blockkanten mit berücksichtigt. Der Wischkanteneffekt wurde so implementiert, dass dieser vom lokalen Druck und der Gummirauheit abhängt. Es stellt sich heraus, dass dieser Effekt entscheidend ist, um korrekt Vorherzusagen ob ein hoch- oder geringlamelliertes Profil höhere Kräfte auf glattem Eis übertragen kann.

Wie man an den obigen Gleichungen erkennen kann wird die Kenntnis über den lokalen Druck $p_{x,y}$ benötigt. Dieser wird in einem zweiten Tool, welches die Deformation des Profils berechnet, ermittelt. Hierzu wird das Reifenprofil in ein drei dimensionales Gitter unterteilt. Die Seiten der Gitterelemente werden durch Federn beschrieben. Die Deformation der Geometrie wird aufgrund des Reifendruckes, der Kontaktfläche und der herrschenden Scherkräfte im Latsch berechnet. Als Ergebnis bekommt man das deformierte Profil, d.h. die Makrokontaktfläche, und die Normalkraftverteilung zwischen Profil und Eisoberfläche.

3. Implementierung

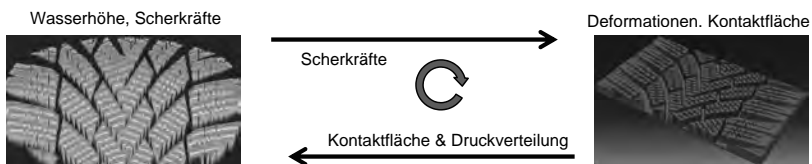


Bild 1: Vorgehensweise um die Bremsleistung eines Reifenprofils auf glattem Eis zu berechnen.

Die oben beschriebenen zwei Stufen der Simulation werden abwechselnd durchgeführt, bis es zu einer Konvergenz des Reibbeiwertes kommt. D.h. im ersten Schritt wird das Tool zur Be-

rechnung des Reibwertes ohne deformiertes Profil und mit einer gleichmäßigen Druckverteilung ausgeführt. Die berechneten Scherkräfte werden dann als Input für das zweite Programm, das die Deformationen berechnet benutzt. Wie oben beschrieben wird diese Schleife unterbrochen sobald es zur Konvergenz im Reibbeiwert kommt.

Bei dieser Herangehensweise wird ein Bremsvorgang nicht vollkommen transient beschrieben. Diese Art der Modellierung wurde gewählt, da sie nur sehr kurze Rechenzeiten benötigt. Dies erlaubt es viele verschiedenen Anfangs- und Randbedingungen zu berechnen. Was wiederum entscheidend ist, um das Potential eines Reifenprofils unter verschiedenen Testbedingungen zu beurteilen.

Die wichtigsten Parameter, die variiert werden können, sind die Anfangstemperatur des Eises T_0 , die Gleitgeschwindigkeit v , der Reifeninnendruck p_0 und der Anfangsreibbeiwert μ_0 .

Die Variation des Anfangsreibbeiwertes μ_0 erfolgt indirekt über die Einstellung einer Anfangswasserhöhe h_0 . Diese Wasserhöhe beschreibt einen Zwischenzustand zwischen Eis und Wasser, der sich auf der Eisoberfläche befindet. In der Literatur findet sich verschiedenen Angaben zu dessen Höhe (siehe z.B. [3]), sie liegt meistens zwischen einigen wenigen Nanometern und 100nm und ist stark von den Umgebungsbedingungen abhängig [3]. Die hier durchgeführten Simulationen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den experimentell gemessenen Werten, wenn die Anfangswasserhöhe im niedrigen Nanometerbereich liegt.

4. Exemplarische Berechnung eines Laborprogrammes

Um den oben beschriebenen Modellierungsansatz zu überprüfen wurde eine rechteckige Probe (siehe Bild 2) mit und ohne Lamellen in einem linearen Reibprüfstand auf Eis gemessen.



Bild 2: Quadratische Probe mit vier Lamellen; Blick von unten auf die Probe.

Beispielhafte Ergebnisse für den Vergleich zwischen Simulation und Messungen sind in Bild 3 dargestellt. Der Graph zeigt die gemessene Abhängigkeit zwischen Reibkoeffizient und Gleitgeschwindigkeit. Dabei erkennt man, dass bei langsamen Geschwindigkeiten die Probe ohne Lamellen einen höheren Reibbeiwert hat. Dies folgt aus der Tatsache, dass bei niedrigen Geschwindigkeiten entsprechend weniger Wasser aufgeschmolzen wird und der potentielle Vorteil von Lamellen, die dieses Wasser aus der Kontaktfläche wischen, nicht zum Tragen kommt. Ganz im Gegenteil sind die Lamellen von Nachteil, da durch sie im Zusammenhang mit der Deformation des Blockes eine geringere Kontaktfläche zur Kraftübertragung zur Verfügung steht.

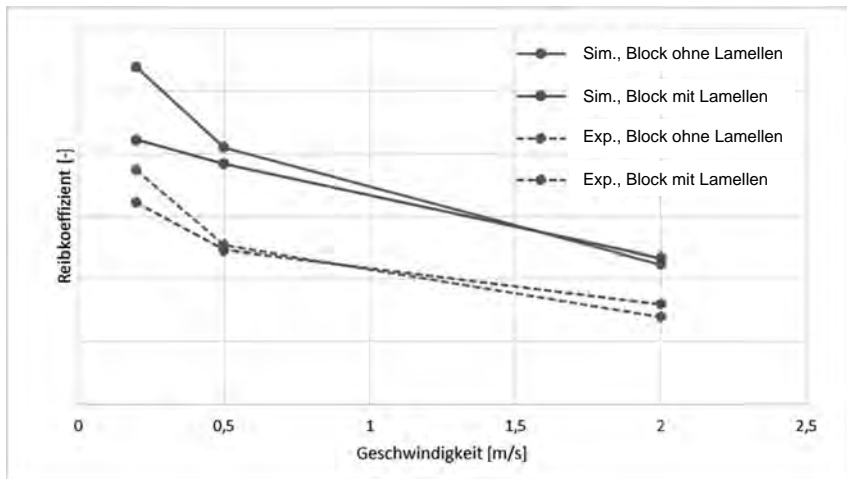


Bild 3: Vergleich des simulierten und gemessenen Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Geschwindigkeit für eine quadratische Probe ohne und mit Lamellen. Das Experiment wurde auf einem linearen Reibprüfstand durchgeführt.

Hingegen haben bei hohen Gleitgeschwindigkeiten die Lamellen einen Vorteil, da sie das Schmelzwasser wegwischen und entsprechend an den Blockkanten wieder höhere Kräfte übertragen werden können.

5. Berechnung der Bremsleistung eines aktuellen Winterreifens auf glattem Eis

In diesem Abschnitt wird die Anwendung der Simulationsmethodik auf einen aktuellen Winterreifen gezeigt. In den Bildern 4 und 5 werden die Temperaturverteilung auf der Eisoberfläche und die Wasserverteilung unter dem Reifenprofil gezeigt. Dabei wird deutlich, dass sich die Oberflächentemperatur des Eises sehr schnell auf 0°C erwärmt und entsprechend Wasser aufgeschmolzen wird. Dieses Schmelzwasser verteilt sich unter dem Profil und friert teilweise in den Lamellen und Nuten wieder fest. Das übrige Wasser wird durch die Lamellenkanten und im hinteren Teil des Latsches auch von den Blockkanten weggewischt, wie in Bild 5 und 6 zu erkennen. Außerdem sieht man im vorderen Bereich des Latsches die makroskopische Deformation und das Abheben durch das Verkippen der Profilklotzelemente. Da hier die niedrigsten Wasserhöhen vorkommen und entsprechend die größten lokalen Scherkräfte vorhanden sind.

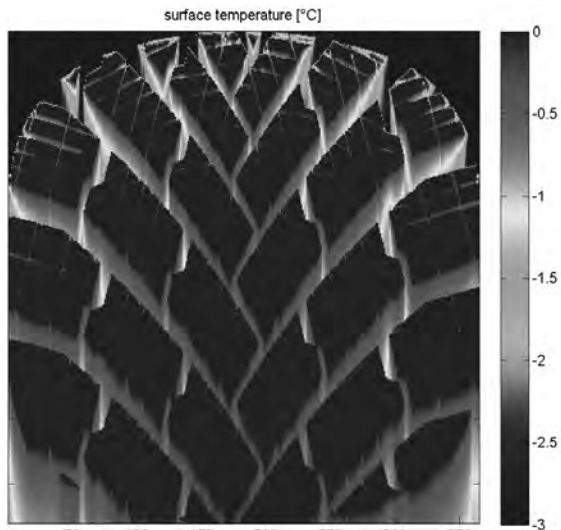


Bild 4: Oberflächentemperatur des Eises bei einer Gleitgeschwindigkeit von $v = 1\text{ m/s}$.

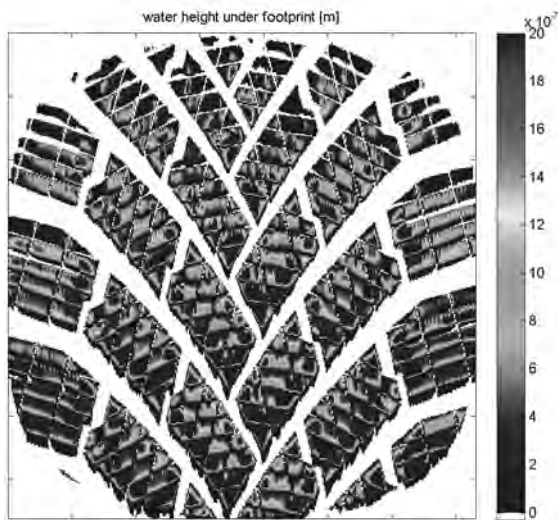


Bild 5: Wasserverteilung unter dem Reifenlatsch bei einer Gleitgeschwindigkeit von $v = 1 \text{ m/s}$. Es ist deutlich zu erkennen, wie das Schmelzwasser in die Nuten läuft und nach einigen Millimetern festfriert. Außerdem wischen die Block- und Lamellenkanten das noch nicht gefrorene Wasser weg.

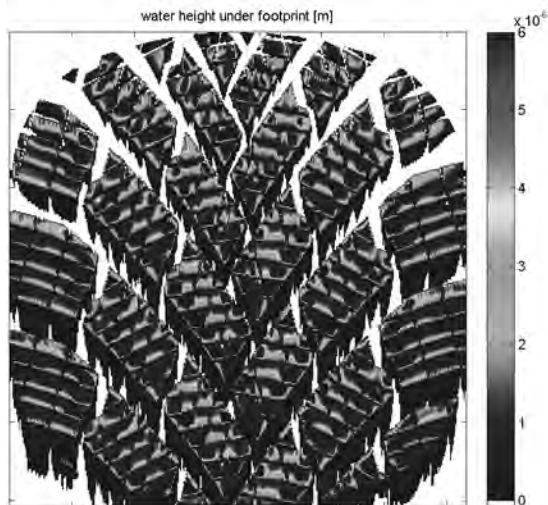


Bild 6: Wasserverteilung unter dem Reifenlatsch bei einer Gleitgeschwindigkeit von $v = 2,5 \text{ m/s}$. Es ist deutlich zu erkennen, wie das Schmelzwasser in die Nuten läuft und nach einigen Millimetern festfriert. Außerdem wischen die Block- und Lamellenkanten das noch nicht gefrorene Wasser weg.

Um die ABS-Bremsleistung eines Profils auf glattem Eis einschätzen zu können werden die Reibbeiwerte bei verschiedene Gleitgeschwindigkeiten v berechnet und über eine gewichtete Summe, der beim ABS Vorgang auftretenden Gleitgeschwindigkeitsklassen, ausgewertet. Dabei liegt die Vorhersagegenauigkeit in der gleichen Größenordnung wie die Messgenauigkeit bei dem Bremstest.

6. Zusammenfassung

Eis nahe des Schmelzpunktes ist eine der kritischsten Oberflächen im Straßenverkehr, da nur sehr niedrige Reibbeiwerte möglich sind. Entsprechend ist es von Interesse diese Bedingungen besser zu verstehen. Das hier vorgestellte effiziente Simulationstool bietet die Möglichkeit verschiedene Profilgeometrien in dieser Umgebung zu simulieren und zu bewerten. Dabei werden verschiedene Effekte beachtet, unter anderem das Aufwärmen und Schmelzen des Eises, das Frieren von Wasser in den Nuten, der Wischeffekt der Profilkanten in Abhängigkeit des Druckes und der Verlust an Kontaktfläche aufgrund von Deformationen. Der Vergleich mit gemessenen Ergebnissen zeigt, dass nur unter Beachtung der verschiedenen Effekte diese auch korrekt vorhergesagt werden können.

- [1] Wiese, K., Kessel, T.M., Mundl, R. und Wies, B.: An Analytical Thermodynamic Approach to Friction of Rubber on Ice. *Tire Science and Technology*: April-June 2012, Vol. 40, No. 2, pp. 124-150.
- [2] Klapproth, C., Kessel, T.M., Wiese, K. und Wies, B.: An advanced viscous model for rubber-ice-friction. *Tribology International*, Volume 99, 2016, Pages 169-181
- [3] Döppenschmidt, A.: Die Eisoberfläche – Untersuchungen mit dem Rasterkraftmikroskop. Dissertation Johannes-Gutenberg-Universität. Mainz 1999

Parameter-Identifikation eines thermo-mechanischen Reifenmodells basierend auf Flachbahn-Messungen

A Study of Parameter Identification for a Thermal-Mechanical Tire Model based on Flat Track Measurements

Ing. **F. Calabrese**, Dr. rer. nat. **M. Bäcker**,
Dipl.-Ing. Dipl.-Math. **A. Gallrein**, Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern;
Dipl.-Ing. **C. Ludwig**, Hyundai Motor Europe TC, Rüsselsheim;

Kurzfassung

Die derzeit gängigen Reifenmodelle zeigen vor allem im High Performace Handling Bereich nicht immer die gewünschte Vorhersagegüte. Diese Genauigkeitsdefizite sind oft auf Temperatureffekte zurückzuführen, welche diese Modelle nicht abbilden. In der Realität ist die Reifentemperatur nicht konstant. Dies gilt vor allem für Betriebsbedingungen am Haftungs- Limit des Reifens. Mit der Temperatur des Reifengummis ändern sich aber die die Reifenperformance bestimmenden Eigenschaften wie Schräglauf- und Bremsschlupfsteifigkeiten. Um die Vorhersagegüte der Reifenmodelle auch für Betriebsbedingungen am fahrdynamischen Limit, d.h. für große Reifenschlüpfe, zu verbessern, hat das Fraunhofer ITWM ein thermodynamisches Reifenmodell (CDTire/Thermal) entwickelt. Dieses Modell kann mit den mechanischen Reifenmodellen der CDTire-Familie wie der temperatur-erweiterten Magic Formula (CDTire/MF++) oder dem strukturdynamischen Reifenmodell CDTire/3D gekoppelt werden. Für beide Modelle ist eine entsprechende Temperaturabhängigkeit implementiert (siehe [1]).

Wie bei jedem Modell oder jeder Modellerweiterung stellt die Parametrierung über entsprechende Messungen eine Aufgabe dar welche auch über Erfolg oder Misserfolg des Modells entscheidet. In der vorliegenden Veröffentlichung präsentieren die Autoren eine Methode zur Parametrierung des thermodynamischen Modells CDTire/Thermal und den Temperaturabhängigkeiten von CDTire/MF++ und CDTire/3D. Ein wichtiger Punkt in diesem Prozess stellt die Definition entsprechender Messungen dar, mit denen die entsprechenden Parameter des Temperaturmodell, wie auch die temperaturabhängigen Parameter der beiden mechanischen Modelle stabil parametrieren werden können. Die Definition dieser Messungen und das Aufsetzen eines geeigneten stabilen Parametrierungsprozesses gehen dabei Hand in Hand.

Der Gesamtprozess ist dabei so aufgesetzt, dass das Temperaturmodell zuerst im Zusammenspiel mit der erweiterten Magic Formula parametriert wird und dann eins-zu-eins für CDTire/3D übernommen wird.

Abstract

Prevailing tire models show a certain lack of accuracy in some advanced handling applications. This lack of accuracy is partly due to thermal effects. In reality, the tire rubber temperature is not constant during these operating conditions and the tire's friction coefficient, the cornering/braking stiffness and the rubber properties depend on the temperature. In order to increase the accuracy of the tire model also in conditions with higher slip, Fraunhofer ITWM has developed the thermo-dynamical model CDTire/Thermal. This thermal model can be coupled with the enhanced magic formula CDTire/MF++ as well as the structural tire model CDTire/3D. Both tire models implement a temperature dependency (see [1]). The necessary measurements and the parameter identification procedure represent always a crucial point for any mathematical model.

Through this paper the authors present a methodology to parameterize the CDTire/Thermal as well as the temperature dependency of CDTire/MF++ and CDTire/3D. One of the crucial points in this process are the design of experiments suitable for an MTS flat track test bench to feature the parameter identification of the physical parameters of the thermo-mechanical as well as the temperature depended parameters of the two mechanical models. In the overall process the parametrization of CDTire/MF++ together with CDTire/Thermal is essential because the parameters of the thermo-mechanical model are one-to-one used to parameterize the temperature dependency of CDTire/3D.

1. Introduction

The thermal model is derived from the heat equation by utilizing a finite volume approach, yielding discrete temperature reservoirs and flux equations with associated parameters [1]. The tire thermal model is discretized with selectable resolution in all three directions (circumferential, radial and cross section coordinates), the inflation gas is included as a globally integrated entity and the environmental air and road is taken to be "infinite" reservoirs and as such are modeled by prescribed temperatures. For a better understanding of the modeling approach, we refer to [1].

In order to couple this thermal model of tire and environment to a magic formula (MF) tire model, the authors propose the following enhancements to the MF model (see also [1] for more detailed description):

- Empirical model for contact patch geometry estimation - this is needed heat transfer between calculation between tire and road
- Empirical model for energy dissipation estimation due to tire deformations - this acts as a source in thermal model
- Friction dependency on tire temperature
- Sliding velocity modification due to temperature using the WLF transformation
- Cornering stiffness dependency on tire temperature - this is implicitly given by the sliding velocity modification due to WLF transform.

In the case of coupling the thermal model with the CDTire/3D the interfacing much more physical and naturally given by the structure of CDTire/3D:

- The contact patch geometry is direct consequence on the driving and load conditions.
- The energy dissipation is available very locally by locally summing up all energy losses due to damping, inner and outer friction. The local energy losses are used directly as local heat sources in the thermal model.
- The friction is modeled temperature dependent (surface temperature)
- The elastic modulus of the tread (radial and shear stiffness) is modeled temperature dependent (tread bulk temperature).

The aim of this paper is to introduce a parameter identification strategy for the parameters of the thermal model and the parameters of the thermal dependencies of the CDTire/MF++ model as well as CDTire/3D model and show selected validation scenarios against flat track measurements.

2. Description of the fundamental parameters

In the following tables we are giving a rough overview of the parameters remaining to identify by the identification process. We are separating into parameters for the thermal model (CDTire/Thermal) for the enhanced Magic Formula (CDTire/MF++) and the structural tire model CDTire/3D. Please be aware that we are not listing all the standard parameters of the

mechanical tire models which are not temperature dependent or not interfacing with the thermal model. Also not the parameters of the thermal model we took from literature are not included in the tables.

2.1 Thermal model (CDTire/Thermal)

Quantities like density of air and rubber, conductivity and capacity of the air are taken from literature.

Table 1: List of remaining parameters to be identified for thermal model

CDTire/Thermal	
Physical meaning/usage	Quantities / Physical properties
Geometric definition of the 3-dim discrete volume element based mesh	Cross-Section information <ul style="list-style-type: none"> • Inner and Outer contour • Position of the structural layers (steel belt, cap ply, carcass)
Remaining material properties	<ul style="list-style-type: none"> • Rubber thermal conductivity • Rubber thermal capacity
Interfacing to inner and outer air	<ul style="list-style-type: none"> • Internal air natural convection • External air forced convection (Nusselt approach)
Interfacing to road	<ul style="list-style-type: none"> • Friction power distribution (to tire , to asphalt) • Generalized conductivity Rubber/Asphalt

2.2 Enhanced Magic Formula model (CDTire/MF++)

The parameter identification is based on the standard handling parameter set for PAC2002 (MF 5.2).

Table 2: List of additional parameters to be identified in the enhanced MF model

CDTire/MF++	
Physical meaning/usage	Quantities / Physical properties
Temperature dependency of MF	Friction dependency due to temperature <ul style="list-style-type: none"> • 4 parameters Sliding velocity dependency due to temperature (based on WLF transform) <ul style="list-style-type: none"> • 3 parameters
Empirical model for structural loss energy	<ul style="list-style-type: none"> • 3 parameters
Empirical model for contact patch distribution	<ul style="list-style-type: none"> • 3 parameters

2.3 Structural Tire model (CDTire/3D)

The parameter identification is based on a standard parameter set for CDTire/3D (see chapter 6).

Table 3: List of additional parameters to be identified for structural tire model

CDTire/3D	
Physical meaning/usage	Quantities / Physical properties
Temperature dependency of MF	<ul style="list-style-type: none"> • Thread shear rubber modulus dependency due to temperature • Rubber Young modulus E dependency due to temperature • Thread loss modulus (damping) dependency due to temperature • Friction dependency due to temperature • Reference Temperature
Structural loss energy	<ul style="list-style-type: none"> • Tread damping

3. Description of additional measurements

The MF parameters were identified using a standard handling measurement protocol. This is not shown here. In this chapter we describe additional measurements (again in tabular form)

that we performed in order to parameterize the thermal model and the thermal dependency parameters of the enhanced MF model. The basic principle applied is to design a certain number of experiments that allow to separate and isolate certain phenomena.

Table 4: Design of the experiments and related phenomena

Experiment	Principal target quantities	Secondary quantities
Cross section scan	<ul style="list-style-type: none"> • Tire geometry 	
Footprints: Contact patch area measured at different preloads and camber	<ul style="list-style-type: none"> • Contact Patch model 	
Warm Up: Pure rolling at different velocities and preloads F_z	<ul style="list-style-type: none"> • Structural loss energy • Internal natural air convection • External air forced convection 	<ul style="list-style-type: none"> • Rubber thermal capacity • Rubber thermal conductivity • Rubber/track conductivity
Limit adherence : A sweep of the slip angle experiment is performed at the rate of 1 %/sec starting from 5 ° of slip angle to 10 ° and back. The sweep is realized for different initial temperatures of the tire reached by the Warm up.	<ul style="list-style-type: none"> • Friction – Temperature • PAC2002 friction correction(optional) • Friction power distribution • Rubber thermal capacity • Rubber thermal conductivity • Rubber/track conductivity • Contact Patch model 	<ul style="list-style-type: none"> • Structural loss energy • Air thermal conductivity
Cornering stiffness: The cornering stiffness (lateral force gradient between $\pm 1^\circ$ of slip angle) is measured at various vertical load and initial tire temperatures reached by Warm up	<ul style="list-style-type: none"> • Cornering Stiffness – Temperature 	<ul style="list-style-type: none"> • Structural loss energy • Air thermal conductivity • Rubber thermal capacity • Rubber thermal conductivity • Rubber/track conductivity

It is important to note that the experiments of the table are designed to identify some target quantities (Principal target quantities) that are most sensitive to this particular test. The Secondary quantities are also sensitive for this particular experiment, but they cannot identified by this experiment, will be identified by different experiments from this list. This is an attempt to separate a complete identification procedure (all measurements against all parameters) into “sub-space” problems (a few parameters against a few measurements). This gives rise to the “iterative” character of the parameter identification procedure – the repetition of sub-space optimizations until results are satisfactory over all sub-spaces.

4. Parametrization procedure for Magic Formula plus Thermal model

In this paragraph, the developed parametrization procedure will be explained step by step by using and analyzing the measurements described in the previous paragraph. It is possible to summarize the identification strategy as following:

Use the "Limit adherence" experiments to

- Fix the reference conditions: reference temperature T_{ref} and vertical load (F_{NOMIN})
- Vertical load effect on the friction ($pd_y1, pd_y2, pd_x1, pd_x2$)
- Shape factor (pc_y1, pc_x1)
- Use the "Cross section scan" to identify the tire geometry
- Use the "Contact patch model" to identify the C_r parameter (contact patch dimensions at various preloads)

And iterate over

- Use the "Limit adherence" to fix the Temperature effect on the friction (P_{fric_T} , T_{ref} , α_0 , α_1), the Dynamic thermal property of the rubber (K_{rubber} , C_{p_rubber}) and the Rubber/Track conduction coefficient
- Use "Warm up" to identify the Structural energy loss and convection parameters
- Use "Cornering stiffness" at various inner temperature to identify the WLF parameters

Note that the contact patch parameters C_y (lateral contact patch compliance) can be used for adjusting the lateral distribution of the temperature. In the following sub-sections, we describe how the single experiment are used in details.

4.1 Limit adherence – Reference conditions and friction-vertical load dependency

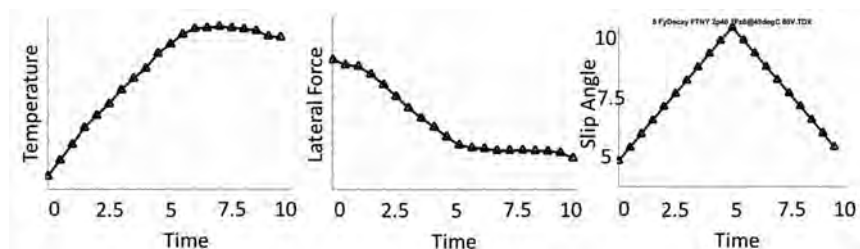


Fig. 1: Temperature, lateral force and slip angle against time during a limit adherence experiment

As shown in the upper figure during a so called limit adherence experiment a sweep of the slip angle between 5 and 10 Degree is realized at a constant preload F_z . During the first part of the experiment the lateral force F_y drop down while the temperature arise (from 5 to 10 degree of slip angle, first 5 seconds of experiment). In the second part of the experiment (from time 5 seconds to 10 seconds, tire slip angle goes from 10 to 5 degree) the temperature stay constant ,mostly because the friction power is in equilibrium with the power absorbed by the track surface) and the lateral force will stay constant as well. Let us now analyze this experiment in order to identify all the effect that lead the friction change in function of Temperature, Sliding Velocity and Preload. The next plot will be shown from a different prospective, by plotting the typical quantities (Force and Temperature) in function of the Slip Angle instead of the time.

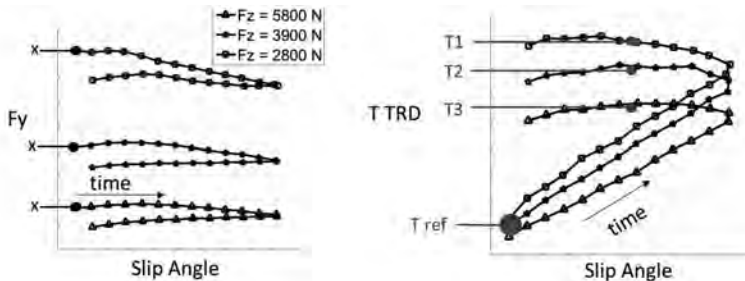


Fig. 2: "Limit adherence" experiments for three different preloads
(T TRD: surface temperature).

Traditional MF versions like PAC 2002 or MF 5.2 take into account the effect of the contact pressure on the friction through a friction-vertical load dependency (pd_{y1} , pd_{y2}) and the effect of sliding velocity on friction through the so called 'shape factor' (pc_{y1}), while the temperature effect it is not considered. Figure 2 shows the "Limit adherence" experiments for three different preloads. Starting from the same reference temperature, one-sided sweeps are performed, yielding two branches in each lateral slip diagram: the higher branch at constantly increasing surface temperature and the returning lower branch at almost constant surface temperature. However, these constant temperatures are different for different preloads. In a first step, we fix the reference temperature (T_{ref}) and the reference preload ($FNOMIN$). We now propose to modify the MF parameters pd_{y1} and pd_{y2} to fit the indicated measurement points X, as only these have the same reference temperature. Furthermore, we propose to modify the MF parameter pc_{y1} based on the lower branch of the reference preload experiment, as this has constant temperature. Without temperature dependence,

this strategy would yield unsatisfactory results for the modified MF parameter set. During the “iterative” phase of the parameter identification procedure, we propose to identify the friction dependency on temperature. For this, we utilize the “Limit adherence” experiments for three different initial tire temperatures (40, 50, 60 °C, Figure 3 left) at high preload and three preloads (2800, 3900, 5800 N, Figure 2 right) at 40°C initial temperature. Figure 3 compares the experiments with the simulation results.

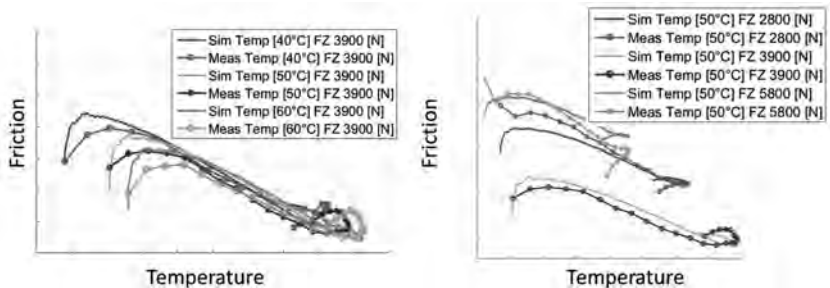


Fig. 3: Friction-temperature and vertical load effect.

It is possible to estimate the value of the parameter ($d\mu/dT$) relative to the friction decay with the Temperature from the experiment by analyzing the measurements and considering $(d\mu/dT) = \Delta \text{friction} / \Delta T$, while T_{ref} is the reference temperature value fixed in the previous paragraph. The next operation performed is to fine-tune the starting value for the conductivity, conduction rubber coefficient and the rubber/track conductivity by fitting the surface temperature dynamic. Figure 4 shows the results of this operation for one limit adherence test:

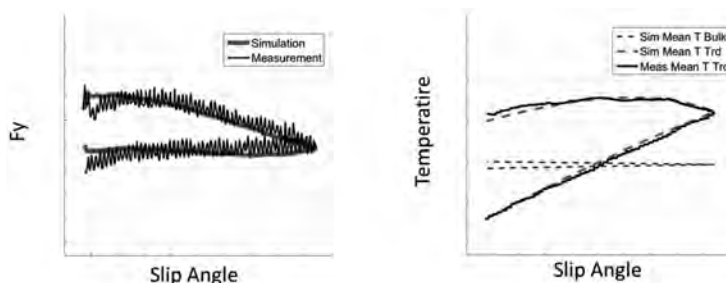


Fig. 4: “Limit adherence” experiment – All parameters tuned.

4.2 Warm up – Structural energy loss and convection

During the “Warm up” experiment, a tire is warmed up from the environmental temperature by pure rolling at different longitudinal velocities and preloads. We can use this “experiment” to identify the following parameters:

- P_{Fx} , P_{Fy} , P_{Fz} : These parameters estimate the dissipated energy due to the tire's deformation as sources for the thermal model. The MF model does not model the tire deformation; the tire forces and the rotational velocity are used instead. As the tire bulk temperature cannot easily be measured, the inner and outer tire temperatures are used for identification.
- λ_{free} : The internal gas free convection coefficient models the thermal flux between the inflation gas and the tire as a function of tire inner liner temperature and the temperature of the inflation gas.
- λ_{forced} : The external air forced convection coefficient models the thermal flux between the environmental air and the tire as a function of the environmental air temperature, the inner liner temperature, the tire geometry (Nusselt number) and the translational velocity of the tire. It should be pointed out that this parameter needs to be tuned for full vehicle applications, as for the test rig experiments the effect is more of a natural convection (the tire only rotates), yielding very small values.

Figure 5 compares the measured inner liner temperature (left) and the measured tread temperature (averaged over several lateral locations) during a “Warm up” experiment. It shows that while after 600 s the tread temperature reached a thermal steady state, this has not yet been achieved for the inner liner temperature:

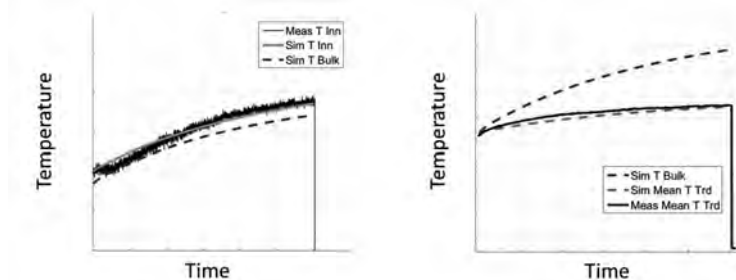


Fig. 5: Example of warm up experiment (T Inn: inner liner temperature, T Bulk: Bulk tread temperature, T Trd: surface tire temperature) - Measurement versus simulation

4.3 Cornering stiffness at various inner temperature

For this experiment the parameters that we want to identify are the William-Landel-Ferry parameters C_0 , C_1 and T_0 . The WLF reference temperature T_{WLF} not necessarily is equal to T_{ref} . The WLF transform will translate a change of temperature into an equivalent change of sliding velocity, in effect changing the cornering stiffness. The parametrization approach used is to find the right parameters C_0 , C_1 in order to fit the measured ratio aT with the calculated aT from the model formula. Figure 6 shows an example for the 3900N case:

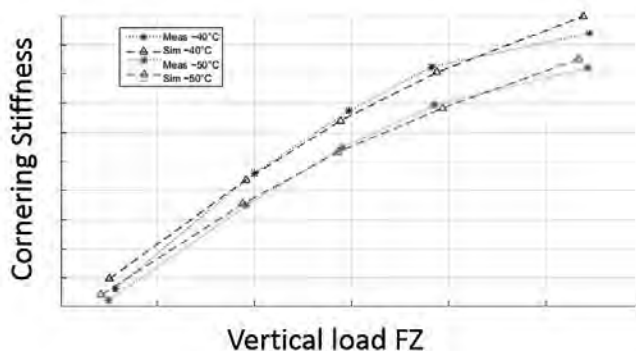


Fig. 6: Cornering stiffness at 40°C (blue) and 50°C (red) inner temperature - Measurement versus simulation.

5. Validation of enhanced Magic Formula coupled with thermal model

Figure 7 shows the parametrized thermo-mechanical model against some typical sweep experiment:



Fig. 7: Validation of thermo-mechanical model for typical sweep experiment

6. Parametrization procedure for a full 3D thermo-mechanical model CDTire/3D

CDTire/3D is a full physical 3D mechanical tire model. In the model each functional part of the tire structure, sidewall, steel belt layers, carcass, cap ply, are described by means of shell formulation. The thread is described with an advanced brush model with visco-elasto-plastic material formulation. The model is designed for running on 3D road. This modelling approach finds its main application into the Comfort and Ride area because it can cover frequencies up to 200Hz due to the high number of degrees of freedom. Regarding the handling application area the MF approach has been always preferred for its more efficient computational effort. Nevertheless in the last year CDTire/3D and its full physical approach is finding more and more consensus in the CAE world. The reason for the increasing interest is due to the fact that the model is able to predict physical effects like the inflation pressure, the lateral belt dynamics, contact patch local forces distributions and, as will be shown by this article, correct local thermodynamic behavior.

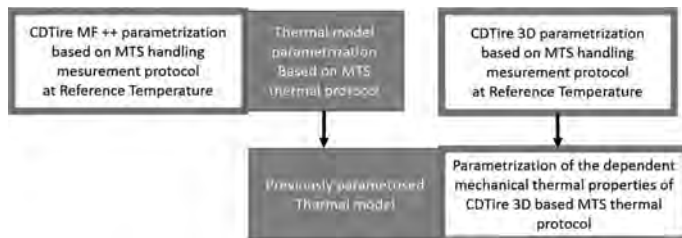


Fig. 8: General approach for the parameter identification for CDTire/3D thermal properties

Figure 8 describes in a scheme the parametrization approach. The general idea is to use in any case the MF++Thermal procedure (described in the previous paragraph) to parametrize first the Thermal module. Now the thermal module can be used in combination with CDTire/3D in order to parametrize the thermal dependent mechanical parameters (see the table) of the mechanical model by using the MTS thermal protocol. This approach has the following advantages:

- CDTire/3D has a real time factor (CPU calculation time divided by Simulation time) of 20. By using the MF++ the parametrization time of the CDTire/Thermal will be faster.
- CDTire/Thermal is a physical model, the thermal parameters (Capacities, Conductivities, etc.) has a unique meaning that is equal in both case MF or CDTire/3D. This approach will allow to double check the consistency of the CDTire/Thermal model parameters identified in the first step.

- CDTire/3D use local quantities, while CDTire/MF++ uses average quantities of the contact patch though the additional thread model. The CDTire/MF++ thermal dependency parameters (described in table 1) has in any case a certain correlation with the CDTire thermal dependency parameters. Also this can be checked through the CDTire/3D thermal model parameters parametrization.

In the next paragraph the CDTire/3D parametrization will be analyzed in details.

6. Short description of the CDTire/3D standard handling parametrization

The first step is to make sure that the CDTire model standard handling characteristics, parametrized with the MTS handling protocol, match the measured tire characteristics at the reference temperature (50°C in this case). The most important quantities to check in a standard parametrization in order to reach very good handling behavior are:

- a. Build the tire model based on the tire construction, taking into account geometrical and material properties of steel cords, carcass, cap plies, and thread
- b. Match the inflated contour
- c. Match vertical stiffness and static contact patch measurement (size and pressure distribution) at various preload F_z and camber

Fraunhofer ITWM has developed over the last years a dedicated tool for cross section construction analysis from geometry data (Figure 9). This so-called parametrization assistant helps to speed up the tire parametrization process by using a tire section modelling tool. By having a confident tire cross section construction in the model makes it easily possible to match the contact patch measurement (pressure and size) and the inflated contour. This is the basis for a good handling characterization as will be shown in the following paragraph.

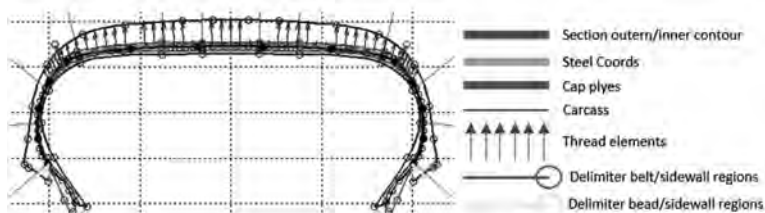


Fig. 9: Cross section construction representation

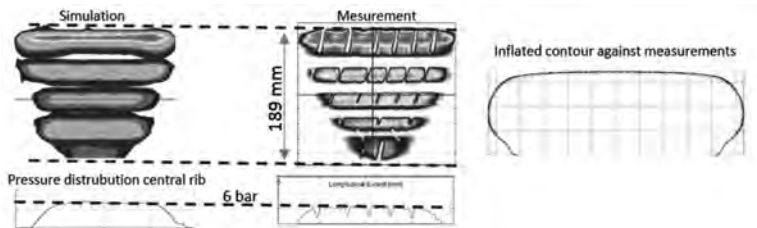


Fig. 10: Contact patch (left) and inflated contour – Simulation vs Measurements

6.1 Cornering stiffness, self-aligning torque stiffness and friction at the reference temperature for various preload

As consequence of an accurate modelling of the tire construction and the contact patch also the cornering stiffness and the self-aligning torque stiffness can be adjusted by tuning rubber shear and the belt in-plane stiffness against the measurement at a reference temperature of 50°. Here the results of the parametrization:

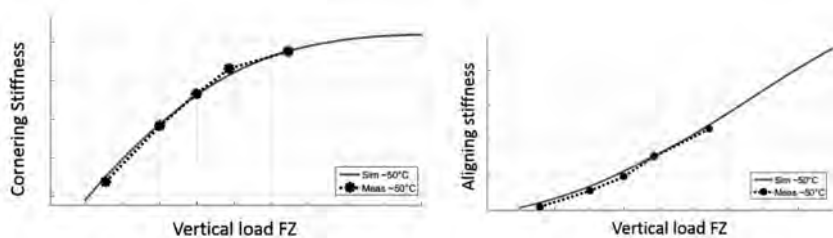


Fig. 11: Cornering stiffness and self-aligning stiffness for various preload at the reference temperature

Another important aspect regards the grip versus vertical load and local contact pressure dependency. As shown for the magic formula case for the pd_{y1} correction (see paragraph 4.1) the global friction is strongly vertical load dependent. Figure 12 validates this vertical load dependency also for the structural model:

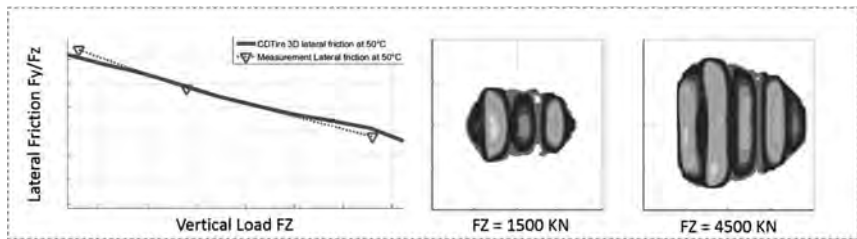


Fig. 12: Lateral friction (left) at various preloads for 5° slip angle (red marker: measurement, blue line: experiment) and corresponding contact patch (right).

Contact patch pressure distribution and friction will be the ingredient for a good temperature distribution prediction, as it will be shown in the next paragraph.

6.2 Parametrization of the cornering stiffness temperature dependency

The tire cornering stiffness depends from both the tire structural properties and from the thread shear stiffness. The thread shear stiffness has generally a bigger influence. Now the thread shear stiffness is function of its temperature. This temperature, named 'Bulk temperature' or 'Tire core temperature' from others author, is the temperature in the middle of the thread and it is not easy to measure, but can be simulated. In the next figure is shown how the 'tire core temperature' can be different from the tire surface or the tire inner liner.

As described in the previous paragraph, during the cornering stiffness experiment, the tire is first of all warm up by pure rolling, until that the tire reach an equilibrium temperature, so that the tire inner liner (measurable) is equal to the tire core temperature.



Fig. 13: Contact patch local pressure distribution (left) at 1° slip angle (blue: normal pressure, red: tangential stress) for the central rib and corresponding distribution (right) of the temperature in the tire cross section.

In the model the shear rubber modulus will be function of the tire core temperature. As result of the update of the shear rubber modulus update with the core temperature. The shear rubber modulus thermal dependency can be than tuned in order to match the cornering stiffness and aligning torque temperature dependency as shown in Figure 14:

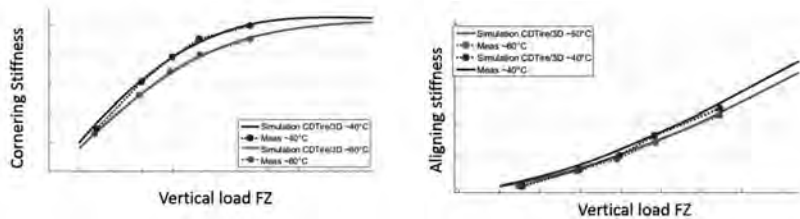


Fig. 14: Cornering stiffness (left) and aligning torque stiffness (right) for 40°C (blue) and 60°C (red) reference temperature

6.3 Parametrization of the friction temperature dependency

As we know also the friction is dependent from the temperature. The friction generation is due to mechanisms of hysteresis and adhesion. In this case the temperature that influence those mechanisms is located between the surface and the bulk. This local temperature will influence the local friction in the contact patch. The right coefficients of the friction can be found by fine tuning the limit adherence experiment. The results of the parametrization are shown in the next figure.

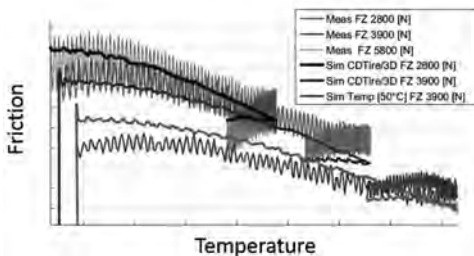


Fig. 14: Cornering stiffness (left) and aligning torque stiffness (right) for 40°C (red) and 60°C (blue) reference temperature

7. Validation of structural tire model coupled with thermal model

In the previous paragraph the parametrization procedure for CDTire/3D has been explain. As it has been shown for Magic Formula in Chapter 5, Figure 15 shows the same measurement

(full slip angle sweep) compared to the simulation of the structural model coupled with the thermal model:

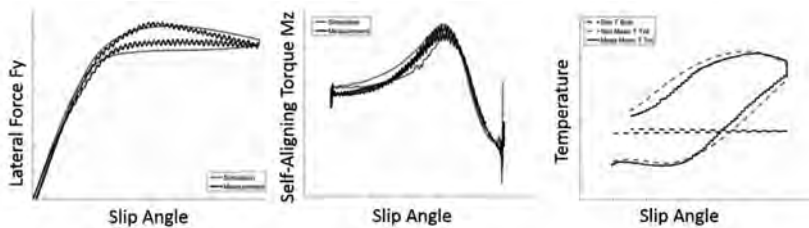


Fig. 15: Validation of thermo-mechanical model for typical sweep experiment

The structural model allows a better interpretation of the phenomena that we see in the experiment: The belt of the tire heats up in an asymmetric way because of the different level of pressure distribution between left and right side, more pressure will lead to more dissipations. The temperature stay constant at the beginning because the power produced is fully absorbed by asphalt and air. When the friction power become bigger than the absorbed power by air/asphalt the tire heat up. This happen for this particular condition at 5° slip angle.

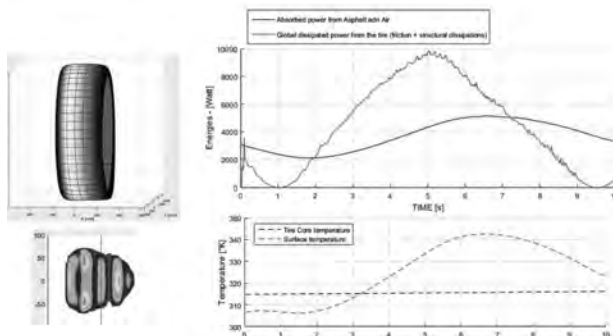


Fig. 16: Tire temperature distribution (left) at 7° slip angle. Right side: Energies and temperature evolutions against time.

8. Conclusion

The Authors has presented in this paper:

- A new parameter identification procedure has been developed for a thermodynamical tire model in combination with an enhanced Magic Formula covering temperature dependency

- The complete procedure can be divided into a part which is identifying the parameters featuring the temperature dependency of the Magic Formula and a part which is identifying the physical parameters of the thermo-dynamic tire model coupled with Magic Formula.
- The basis for both parts are measurements on a flat track test rig. Various temperature measurements have been added to the standard measurement setup to be able to understand the temperate effects.
- Various characteristics like cornering stiffness and friction have been analyzed with respect to temperature dependency.
- Based on these investigations a new extended measurement protocol and parameter identification procedure has been developed, with which the thermal effects and influences can be isolated in a better way.
- Based on this new protocol and PI procedure, one can identify the temperature enhanced Magic Formula and the physical parameters of the thermo-dynamical tire model in a robust way.
- Various validations and verification results underlining this assumption.
- In the second part of the paper the authors are presenting a smart method to use these results also to parametrize the temperature depended variant of the structural tire model CDTire/3D.
- The essential point in this process is to use the thermal model which has been parametrized in combination with temperature enhanced Magic Formula one-to-one as it is and do only the parameter identification of the temperature dependency of CDTire/3D which leads to a reasonable small effort.
- The advantage of this staggered process is that the identification of the thermal model in combination with the enhanced Magic Formula takes less time because of the fact that the CPU consumption of this model is very small.
- For both combinations "CDTire/MF++ plus CDTire/Thermal" and "CDTire/3D plus CDTire/Thermal" the validation and verification results are very promising.

The authors are convinced that the parameter identification process can used in practice and that the resulting tire models including temperature effects brings the tire simulation to a better level of accuracy

8. Acknowledgments

This work has been realized with the scientific collaboration of Hyundai Motor Europe Technical Center GmbH, supplying the measurement data presented in the paper. We would like to thank Mr. Christian Ludwig for realizing the new measurement protocols, for the interesting discussions, for the constant collaboration in the activity and the extremely helpful comments.

- [1] Calabrese, F., Baecker, M., Galbally, C., and Gallrein, A., "A Detailed Thermo-Mechanical Tire Model for Advanced Handling Applications," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 8(2):501-511, 2015, doi:10.4271/2015-01-0655.
- [2] Th. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. DeWitt, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th International Student Edition", John Wiley & Sons Ltd, 2012, ISBN: 978-0-470-64615-1.
- [3] Pacejka, H. B., "Tyre and Vehicle Dynamics – Second Edition", Butterworth-Heinemann, 2006, ISBN: 978-0-7506-6918-4.
- [4] Angrick, C., van Putten, S., and Prokop, G., "Influence of Tire Core and Surface Temperature on Lateral Tire Characteristics," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.
- [5] Farroni F., Giordano D., Russo M., Timpone F., "TRT: Thermo Racing Tyre - a physical model to predict the tyre temperature distribution", Springer 2014, Meccanica, Vol. 49, Issue 3, pp 707-723, DOI: 10.1007/s11012-013-9821-9
- [6] G. Leister, "New Procedures For Tyre Characteristic Measurement2, Vehicle System Dynamics, Vol. 27, Iss. Sup001, 1997, <http://dx.doi.org/10.1080/00423119708969642>

Auswirkungen der Reifendimension auf den Energieaufwand im Umfeld verschiedener Fahrzyklen und Fahrzeugkonzepte

Effects of the tyre dimension on the energy expenditure within different driving cycles and vehicle concepts

M. Sc. **A. Strigel**, M. Sc. **U. Peckelsen**, BMW AG, München;
Dr.-Ing. **H.-J. Unrau**, Prof. Dr. rer. nat. **F. Gauterin**,
Karlsruher Institut für Technologie

Kurzfassung

Die Effizienz eines Fahrzeugs hat unmittelbaren Einfluss auf dessen Verbrauch bzw. Reichweite und ist sowohl zur Erfüllung kundenspezifischer wie auch gesetzlicher Anforderungen essentiell. Die stetige Reduzierung von Fahrwiderständen ist daher einer der größten Schwerpunkte innerhalb des automobilen Entwicklungsprozesses. Aufgrund der erheblichen Auswirkungen auf Aerodynamik, Massenträgheit und Rollwiderstand legt insbesondere die Auswahl der Dimensionen von Rad und Reifen in der frühen Entwicklungsphase eine wichtige Basis zur späteren Erreichung der Effizienzziele des Gesamtfahrzeugs. Im Umfeld sich wandelnder Mobilität und neuer Fahrzeugkonzepte verändern sich hierbei die derzeitigen Gestaltungsgrenzen, wodurch neue Freiräume bei der Dimensionsauslegung entstehen. Im Rahmen dieser Studie wird die Bedeutung der effizienzrelevanten Reifenparameter Aerodynamik, Massenträgheit und Rollwiderstand innerhalb der einzelnen Zyklusanteile des WLTP simulativ analysiert. Die Variation der Fahrzeugparameter Masse, Stirnfläche und Rekuperationswirkungsgrad ermöglicht dabei die Bewertung der einzelnen Reifenparameter hinsichtlich verschiedener Fahrzeugkonzepte. Auf Basis von Messdaten, physikalischer Zusammenhänge und Literaturrecherchen werden die effizienzrelevanten Parameter des Reifens in Bezug zur Rad- und Reifendimension gesetzt und Dimensionsempfehlungen für beispielhafte Szenarien aufgezeigt.

1. Einleitung

Das erhöhte Umweltbewusstsein innerhalb der Gesellschaft sowie die starken Schwankungen der Energiepreise haben im Laufe der letzten Jahre zu einer stetigen Verbesserung der Effizi-

enz moderner Pkw beigetragen. Die Anforderungen an die Reichweite elektrifizierter Fahrzeuge sowie das von der europäischen Union festgelegte Flottenziel von 95 g CO₂/km bis Ende 2020 (siehe [1]) bilden die Grundlage zur Fortsetzung dieses Trends in der Zukunft und machen die Reduzierung der Fahrwiderstände zu einem der wichtigsten Schwerpunkte innerhalb des automobilen Entwicklungsprozesses.

Zur Ermittlung der CO₂-Emissionswerte gilt für neue Fahrzeugtypen ab September 2017 das „weltweit harmonisierte Prüfverfahren für leichte Nutzfahrzeuge (WLTP)“, wodurch der bisher geltende „Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ)“ abgelöst wird [2]. Für Fahrzeuge mit einem Leistungsgewicht oberhalb von 34 kW/t besteht der Prüfzyklus des WLTP aus vier Anteilen unterschiedlicher Geschwindigkeitsbereiche (Low, Medium, High, Extra High) und bildet damit die unterschiedlichen Einsatzgebiete eines Fahrzeugs ab [3]. Der zeitliche Geschwindigkeitsverlauf des WLTP-Testzyklus ist in Bild 1 dargestellt.

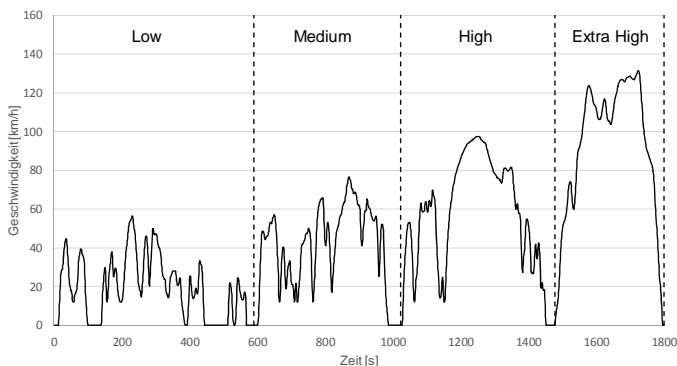


Bild 1: Testzyklus des WLTP (für Leistungsgewichte >34 kW/t)

Aufgrund der erheblichen Auswirkungen auf Aerodynamik, Massenträgheit und Rollwiderstand legt insbesondere die Auswahl der Dimensionen von Rad und Reifen in der frühen Entwicklungsphase eine wichtige Basis zur späteren Erreichung der Effizienzziele des Gesamtfahrzeugs. Die Gestaltungsfreiräume resultieren hierbei unter anderem aus den technischen Randbedingungen des vorliegenden Fahrzeugkonzepts und werden beispielsweise durch die erforderliche Tragfähigkeit der Reifen oder durch die Bremsendimension begrenzt. Im Umfeld sich wandelnder Mobilität und neuer Fahrzeugkonzepte verändern sich daher zum einen die

derzeitigen Gestaltungsgrenzen, wodurch neue Freiräume bei der Dimensionsauslegung entstehen. Darüber hinaus wirken sich die einzelnen effizienzrelevanten Reifeneigenschaften in Abhängigkeit des Mobilitätsszenarios unterschiedlich stark auf die Effizienz des Gesamtfahrzeugs aus.

Es gibt bereits diverse Untersuchungen zu den Auswirkungen der Dimension auf verschiedene funktionale Eigenschaften des Reifens (z.B. [4], [5], [6], [7]). Ebenso liegen Veröffentlichungen zu den Anteilen des Fahrwiderstands innerhalb einzelner Fahrzyklen vor (z.B. [8], [9]). Eine ganzheitliche Betrachtung der Wirkzusammenhänge zwischen der Reifendimension und dem Energieaufwand im Umfeld verschiedener Fahrzyklen und Fahrzeugkonzepte ist bisher nicht bekannt.

Im Rahmen dieser Studie wird zunächst die Bedeutung der effizienzrelevanten Reifenparameter Aerodynamik, Massenträgheit und Rollwiderstand innerhalb der einzelnen Anteile des WLTP-Zyklus simulativ analysiert. Die Variation der Fahrzeugparameter Masse, Stirnfläche und Rekuperationswirkungsgrad ermöglicht dabei die Bewertung der Reifenparameter hinsichtlich verschiedener Fahrzeugkonzepte. Auf Basis von Messdaten, physikalischer Zusammenhänge und Literaturrecherchen werden die effizienzrelevanten Parameter des Reifens anschließend in Bezug zur Rad- und Reifendimension gesetzt und Dimensionsempfehlungen für beispielhafte Szenarien aufgezeigt.

2. Methodik

2.1 Regressionsanalyse des Energieaufwands

Auf Basis physikalischer Zusammenhänge wurden die streckenbezogenen Energieaufwände innerhalb der einzelnen Anteile des WLTP (siehe Abschnitt 1) für unterschiedliche Fahrzeugkonfigurationen simuliert. Um die Genauigkeit bei der späteren Sensitivitätsanalyse zu erhöhen, wurden die betrachteten Fahrzeugparameter entsprechend Tabelle 1 auf realistische Wertebereiche möglicher Fahrzeugkonzepte eingegrenzt.

Tabelle 1: Wertebereiche der Simulationsparameter möglicher Fahrzeugkonzepte

Ersatzmasse	$800 \text{ kg} \leq m_E \leq 3.500 \text{ kg}$
Rollwiderstand	$3.000 \frac{\text{kg}^2}{\text{t}} \leq c_R \cdot m_{Fzg} \leq 30.000 \frac{\text{kg}^2}{\text{t}}$
Luftwiderstand	$0,4 \text{ m}^2 \leq c_w \cdot A \leq 0,9 \text{ m}^2$
Rekuperationswirkungsgrad	$0 \leq \eta_{Reku} \leq 1$

Innerhalb dieser Grenzen wurden 10.000 Simulationspunkte anhand eines Latin Hypercube Samplings unter Minimierung des Punkteabstands generiert. Durch multiple Regression kann der streckenbezogene Energieaufwand entsprechend Formel 2.1 in einen funktionalen Zusammenhang überführt werden, wobei die Informationen zu Richtung und Stärke der Abhängigkeiten in den Regressionsparametern enthalten sind. Die Wahl der einzelnen Linearanteile ermöglicht die separate Betrachtung der Einflüsse durch Massenträgheit (m_E), Rollwiderstand ($m_{Fzg} \cdot c_R$) und Aerodynamik ($c_w \cdot A$). Im Falle rekuperationsfähiger Fahrzeuge kann ein Teil der Bewegungsenergie rekuperiert werden (η_{Reku}), wobei die Menge der zur Rekuperation verfügbaren Energie wesentlich von den Fahrwiderständen durch Roll- und Luftwiderstand abhängt. Dieser physikalische Zusammenhang wird durch die zweite Zeile von Formel 2.1 innerhalb der multiplen Regression berücksichtigt.

$$E_{spez} = p_{e,0} + p_{e,1} \cdot m_E + p_{e,2} \cdot m_{Fzg} \cdot c_R + p_{e,3} \cdot c_w \cdot A + p_{e,4} \cdot \eta_{Reku} \cdot m_E + p_{e,5} \cdot \eta_{Reku} \cdot m_{Fzg} \cdot c_R + p_{e,6} \cdot \eta_{Reku} \cdot c_w \cdot A \quad (2.1)$$

Im Falle fünf beispielhafter Simulationen mit jeweils 10.000 Fahrzeugkonfigurationen schwanken die Beträge der Regressionsparameter um weniger als ein Prozent des jeweiligen Mittelwerts, was eine hohe Reproduzierbarkeit der Simulationen belegt. Für die einzelnen Zyklusanteile des WLTP ergeben sich die in Tabelle 2 dargestellten Sensitivitäten.

Tabelle 2: Regressionsparameter der Energieaufwände verschiedener Fahrzyklen

	$p_{e,0}$	$p_{e,1}$	$p_{e,2}$	$p_{e,3}$	$p_{e,4}$	$p_{e,5}$	$p_{e,6}$	R^2
WLTP	1,34	$3,64 \cdot 10^{-3}$	$2,08 \cdot 10^{-4}$	7,20	$-3,64 \cdot 10^{-3}$	$6,50 \cdot 10^{-5}$	1,34	0,9990
WLTP – Low	1,20	$5,43 \cdot 10^{-3}$	$1,66 \cdot 10^{-4}$	0,85	$-5,40 \cdot 10^{-3}$	$1,08 \cdot 10^{-4}$	0,91	0,9996
WLTP - Medium	1,26	$5,21 \cdot 10^{-3}$	$1,94 \cdot 10^{-4}$	2,52	$-5,20 \cdot 10^{-3}$	$8,00 \cdot 10^{-5}$	1,09	0,9996
WLTP - High	1,37	$3,12 \cdot 10^{-3}$	$2,17 \cdot 10^{-4}$	6,22	$-3,11 \cdot 10^{-3}$	$5,58 \cdot 10^{-5}$	0,98	0,9990
WLTP – Extra High	1,42	$2,54 \cdot 10^{-3}$	$2,24 \cdot 10^{-4}$	13,1	$-2,54 \cdot 10^{-3}$	$4,87 \cdot 10^{-5}$	1,96	0,9982

Aus dem Regressionsparameter $p_{e,1}$ ist ersichtlich, dass der Einfluss der Massenträgheit auf den spezifischen Energieaufwand innerhalb der langsamen Zyklusanteile des WLTP stärker ist als in den schnellen Anteilen, was auf den konstanteren Geschwindigkeitsverlauf der schnellen Zyklusanteile zurückzuführen ist. Die Bedeutung des Luftwiderstands ist innerhalb der schnellen Zyklusanteile deutlich höher ($p_{e,3}$), was in erster Linie auf die quadratische Zunahme der Luftwiderstandskraft mit der Fahrgeschwindigkeit zurückzuführen ist. Ein weiterer Grund ist der geringere Anteil an Schubphasen, in welchen Roll- und Luftwiderstand nicht in die Energiebilanz eingehen. Folglich wirkt sich auch der Rollwiderstand innerhalb der schnellen Zyklusanteile stärker auf den Energieaufwand aus ($p_{e,2}$). Ein hoher Rekuperationswirkungsgrad führt zu einem verringerten Einfluss der Massenträgheit ($p_{e,4}$), während die Relevanz von Roll- und Luftwiderstand aufgrund der direkten Auswirkungen auf die zur Rekuperation verfügbare Energie innerhalb der Schubphasen zunimmt ($p_{e,5}$ und $p_{e,6}$).

2.2 Einfluss der Reifendimension auf die Reifenmasse

Die Oberfläche eines Reifens wird durch die Reifenbreite B_R [m], den Reifenaußendurchmesser D_R [m] sowie den Felgendurchmesser D_F [m] beschrieben, woraus sich folgender Zusammenhang zur Näherung der Reifenmasse ergibt:

$$m_R = p_{m_R,0} + p_{m_R,1} \cdot \pi \cdot D_R \cdot B_R + p_{m_R,2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_R^2}{4} - \frac{D_F^2}{4} \right) \quad (2.2)$$

Zur Ermittlung der Regressionsparameter wurden Messdaten von 54 Reifen im Dimensionsbereich zwischen 175/65 R 15 und 315/35 R 22 verwendet. Um die Gewichtung einzelner Dimensionen aufgrund einer höheren Anzahl an Messpunkten zu vermeiden, wurde die Masse jeweils aus dem Mittelwert aller Reifen der jeweiligen Dimension berechnet.

2.3 Einfluss der Reifendimension auf das Massenträgheitsmoment des Reifens

Ein Reifen kann bezüglich seiner Drehachse näherungsweise als rotierender Hohlzylinder mit dem Außendurchmesser D_R [m] und einer bestimmten Materialstärke d [m] betrachtet werden. Die Materialstärke d [m] ist hierbei eine fiktive Größe und beinhaltet den Anteil der Seitenwände am Massenträgheitsmoment J_R [$kg \cdot m^2$] eines Reifens. Nimmt man einen für alle Reifen geringen Unterschied der Wandstärke d [m] an, so ergibt sich folgender Ansatz zur Näherung des Massenträgheitsmoments J_R [$kg \cdot m^2$]:

$$J_R = p_{J_R,0} + p_{J_R,1} \cdot m_R \cdot \frac{D_R^2}{4} + p_{J_R,2} \cdot m_R \cdot \frac{D_R}{2} + p_{J_R,3} \cdot m_R \quad (2.3)$$

Anhand der Massenträgheitsmomente aus Messungen und CAD-Modellen wurden die Regressionsparameter auf Basis von 19 Reifen unterschiedlicher Dimensionen ermittelt. Die zur Regression benötigte Reifenmasse m_R [kg] wurde dabei jeweils entsprechend Formel 2. 2 genähert. Es ist zu beachten, dass das tatsächlich wirksame Massenträgheitsmoment eines Reifens im Fahrbetrieb abweicht, da es gegenüber dem unbelasteten Zustand zu einer Einfederung im Bereich des Aufstandspunktes kommt. Dieser Effekt wird im Rahmen dieser Untersuchungen vernachlässigt.

2.4 Einfluss der Raddimension auf die Radmasse

Das Rad setzt sich aus der Fläche $A_{F,S}$ [m^2] des von der Radmitte ausgehenden Felgensterns sowie der Fläche des umlaufenden Felgenbetts $A_{F,B}$ [m^2] zusammen. Unter Verwendung des Felgendurchmessers D_F [m] sowie der Maulweite B_F [m] folgt der Zusammenhang nach Formel 2.4 zur Näherung der Radmasse.

$$m_F = p_{m_F,0} + p_{m_F,1} \cdot \pi \cdot \frac{D_F^2}{4} + p_{m_F,2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_F}{2} \cdot B_F \quad (2.4)$$

Anhand der CAD-Daten von 23 Aluminiumguss-Rädern zwischen 16 und 20 Zoll wurden die entsprechenden Regressionsparameter ermittelt, wobei innerhalb der einzelnen Dimensionen wiederum die Mittelwerte aller verfügbaren Messwerte verwendet wurden.

2.5 Einfluss der Raddimension auf das Massenträgheitsmoment des Rades

Unter der Annahme des Rades als Vollzylinder mit gleichverteilter Materialdichte, lässt sich das Massenträgheitsmoment J_F [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] nach dem Ansatz aus Formel 2.5 nähern.

$$J_F = p_{J_F,0} + p_{J_F,1} \cdot \frac{1}{2} \cdot m_F \cdot \frac{D_F^2}{4} \quad (2.5)$$

Zur Bestimmung der Regressionsparameter des Massenträgheitsmoments wurden dieselben Räder betrachtet, welche bereits zur Regression der Radmasse verwendet wurden. Innerhalb identischer Raddimensionen wurden wiederum die jeweiligen Mittelwerte von Radmasse und Massenträgheitsmoment zur Regression herangezogen.

2.6 Einfluss der Reifendimension auf den Rollwiderstand

Neben anderen Parametern wie beispielsweise der Fahrbahnbeschaffenheit oder den Betriebsbedingungen, wird der Rollwiderstand wesentlich durch die Dimension eines Reifens beeinflusst. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Auswirkungen der Reifendimension auf den Rollwiderstandsbeiwert c_R [$\frac{\text{kg}}{\text{t}}$] anhand einer multiplen Regression nach folgendem Ansatz untersucht:

$$c_R = p_{c_R,0} + p_{c_R,1} \cdot B_R + p_{c_R,2} \cdot D_R + p_{c_R,3} \cdot D_F \quad (2.6)$$

Die Regressionsparameter wurden dabei auf Basis von Rollwiderstandsmessungen 79 unterschiedlicher Extra Load-Reifen im Dimensionsbereich zwischen 205/60 R 16 und 315/30 R 22 ermittelt. Um die Einflüsse durch technologische Fortschritte im Laufe der Jahre möglichst gering zu halten, beinhaltet die Auswahl ausschließlich Reifen von Fahrzeugen mit einem Produktionsstart ab 2015. Die jeweiligen Rollwiderstände wurden auf einem Außentrommelprüfstand mit Stahllauffläche und einem Trommeldurchmesser von $D_T = 2 \text{ m}$ nach ISO 28580 [10] gemessen. Zur Berücksichtigung der höheren Reifenverformung auf gekrümmten Oberflächen wurden die auf dem Trommelprüfstand gemessenen Rollwiderstandsbeiwerte $c_{R,T}$ entsprechend der Methodik nach [11] in den auf ebenem Untergrund vorliegenden Rollwiderstandsbeiwert $c_{R,E}$ umgerechnet. Zur Vermeidung statistischer Gewichtung in Folge unterschiedlicher Anzahl an Reifen innerhalb der Dimensionen wurden auch hier die Mittelwerte des Rollwiderstands aller Reifen einer jeweiligen Dimension herangezogen.

Aus den Vorzeichen der Regressionsparameter gehen die geometrischen Einflüsse unmittelbar hervor. Der Rollwiderstandsbeiwert sinkt dabei in Richtung kleinerer Felgendurchmesser und bei Erhöhung des Reifenaußendurchmessers. Dieser Zusammenhang ist physikalisch auf die geringere Walkarbeit des Gummis zurückzuführen. Auch die Erhöhung der Reifenbreite bei gleichbleibendem Luftdruck führt innerhalb der multiplen Regression zu einer Abnahme des Rollwiderstands und entspricht damit den physikalischen Erwartungen.

2.7 Aerodynamische Einflüsse der Reifendimension

Der Einfluss der Reifenbreite auf den Luftwiderstandsbeiwert c_w [–] wurde in [7] ausführlich untersucht. Für die gemessenen Konfigurationen verschiedener Fahrzeuge und Felgenausführungen ergibt sich eine Veränderung des Luftwiderstandsbeiwerts um $\Delta c_w \approx 0,006$ pro Veränderung der Reifenbreite um 10 mm bei allen vier Reifen des Fahrzeugs.

Neben der Reifenbreite, wirkt sich auch der Felgendurchmesser wesentlich auf den Luftwiderstandsbeiwert aus. In [12] wurden aerodynamische Messungen innerhalb eines Wertebereichs aus 104 Felgen von insgesamt fünf Fahrzeugen durchgeführt, woraus ein näherungsweise linearer Zusammenhang zwischen Felgendurchmesser und Luftwiderstandsbeiwert hervorgeht. Eine Erhöhung des Felgendurchmessers aller vier Räder um ein Zoll führt hierbei zu einer Erhöhung des Luftwiderstandsbeiwerts um $\Delta c_w \approx 0,008$.

Aufgrund von Oberflächenreibung und einer ungleichen Druckverteilung an den Speichen wird durch die Rotation des Kompletttrades zusätzlich der sogenannte Ventilationswiderstand in Form eines aerodynamischen Widerstandsmoments hervorgerufen. In [13] wurden die Auswirkungen des Felgendesigns auf den Ventilationswiderstand untersucht. Im Falle von Messfelgen der Dimension 18 Zoll lag eine maximale Streubreite des Ventilationswiderstandsbeiwertes von $\Delta c_{vent} = 0,011$ zwischen den verschiedenen Designs vor. Die Veränderungen des Ventilationsbeiwertes c_{vent} betragen dabei in den meisten Fällen weniger als 15 Prozent im Verhältnis zu den Veränderungen des Luftwiderstandsbeiwertes c_w [–]. Einflüsse durch unterschiedliche Felgendimensionen wurden durch [13] nicht untersucht, jedoch ist bei Vergrößerungen der rotierenden Flächen von einer Zunahme des Ventilationswiderstands in ähnlicher Größenordnung auszugehen. Dieser Zusammenhang wurde im Rahmen dieser Arbeit durch einen zusätzlichen Anteil von 10 Prozent an den durch unterschiedliche Felgendurchmesser hervorgerufenen Änderungen des Luftwiderstandsbeiwertes c_w [–] näherungsweise abgebildet.

Auswirkungen des Reifenaußendurchmessers auf den Luftwiderstandsbeiwert wurden im Rahmen der Untersuchungen dieser Arbeit vernachlässigt.

2.8 Kombinierte Sensitivitäten

Entsprechend der Erläuterungen der Abschnitte 2.2 bis 2.7 kommt es in Abhängigkeit der Dimension von Rad und Reifen zu Veränderungen der Fahrzeugmasse Δm_{Fzg} [kg], der Ersatzmasse Δm_E [kg], des Rollwiderstands Δc_R [$\frac{kg}{t}$] sowie des Luftwiderstandsbeiwerts Δc_x [–] bezüglich einer bestimmten Referenzdimension. Die hierdurch hervorgerufene Veränderung ΔE_{spez} [J] des streckenbezogenen Energieaufwands lässt sich unter Berücksichtigung der Regressionsparameter des jeweiligen Fahrzyklus (Tabelle 2) nach Formel 2.7 berechnen, welche sich unter Anwendung von Formel 2.1 auf die zu vergleichenden Reifendimensionen ergibt. Die Größe $m_{Fzg,0}$ [kg] beschreibt hierbei die Fahrzeugmasse unter Verwendung von Rad und Reifen der Bezugsdimension, die Größe $c_{R,1}$ [$\frac{kg}{t}$] beschreibt den Rollwiderstandsbeiwert des Reifens der Vergleichsdimension.

$$\begin{aligned} \Delta E_{spez} = & \Delta m_E \cdot (p_{e,1} + \eta \cdot p_{e,4}) + \\ & (\Delta c_R \cdot m_{Fzg,0} + \Delta m_{Fzg} \cdot c_{R,1}) \cdot (p_{e,2} + \eta \cdot p_{e,5}) + \\ & \Delta c_w \cdot A \cdot (p_{e,3} + \eta \cdot p_{e,6}) \end{aligned} \quad (2.7)$$

3. Anwendungsbeispiel

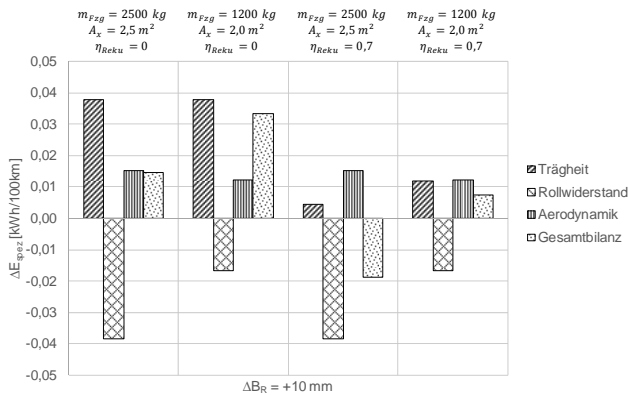
In diesem Abschnitt werden zwei gegensätzliche Fahrzeugarchitekturen mit unterschiedlicher Fahrzeugmasse (leicht, schwer) und unterschiedlicher Stirnfläche (kompakt, groß) betrachtet. Die beiden Fahrzeuge werden jeweils innerhalb zweier Fahrzyklen betrieben, welche durch die Gewichtung der einzelnen Anteile des WLTP (siehe Abschnitt 1) charakterisiert sind. Ein Zyklus bildet dabei einen städtischen Anwendungsfall ab, der andere entspricht hingegen einem Langstreckenzyklus mit hohem Autobahnanteil. Zur Berücksichtigung rekuperationsfähiger Elektrofahrzeuge werden die einzelnen Anwendungsfälle zusätzlich mit einem Rekuperationswirkungsgrad von 70 Prozent betrachtet. Insgesamt ergeben sich 8 Szenarien, welche in Tabelle 3 zusammengefasst sind.

Tabelle 3: Charakterisierung der betrachteten Mobilitätsszenarien

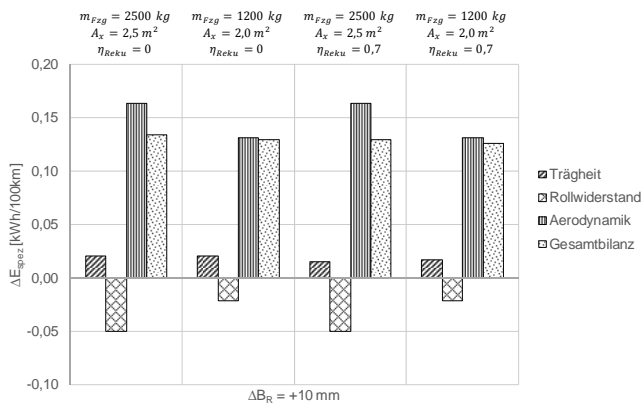
		$m_{Fzg,0}$ [kg]	A [m ²]	η_{Reku} [–]	Low [%]	Medium [%]	High [%]	Extra High [%]
Stadtverkehr	Leicht/ kompakt	1200	2,0	0	90	10	0	0
		1200	2,0	0,7	90	10	0	0
	Schwer/ groß	2500	2,5	0	90	10	0	0
		2500	2,5	0,7	90	10	0	0
Langstrecke	Leicht/ kompakt	1200	2,0	0	5	5	15	75
		1200	2,0	0,7	5	5	15	75
	Schwer/ groß	2500	2,5	0	5	5	15	75
		2500	2,5	0,7	5	5	15	75

Die Reifengröße 245/40 R 18 liegt im mittleren Dimensionsbereich gebräuchlicher Reifenportfolios im Premiumsegment und wird daher als Bezugsdimension gewählt. Ausgehend von dieser Bezugsdimension werden innerhalb aller Szenarien jeweils die Reifenbreite B_R [m], der Außendurchmesser D_A [m] des Reifens sowie der Felgendurchmesser D_F [m] des Rades einzeln variiert.

In Bild 2 ist die Veränderung des streckenbezogenen Energieaufwands bei Erhöhung der Reifenbreite um 10 mm innerhalb des städtischen Anwendungsfalls dargestellt. Es wird deutlich, dass die Erhöhung der Reifenbreite bei den beiden Fahrzeugen ohne Rekuperation zu einer Zunahme des Energieaufwands führt, was in erster Linie auf die höhere Massenträgheit von Rad und Reifen zurückzuführen ist. Die Auswirkungen aerodynamischer Nachteile sind wegen der niedrigen Geschwindigkeiten verhältnismäßig gering. Durch die Abnahme des Rollwiderstands mit der Reifenbreite können die Nachteile von Massenträgheit und Aerodynamik teilweise kompensiert werden, wobei ohne Rekuperation die Nachteile, selbst beim schweren Fahrzeug, überwiegen. Bei den beiden rekuperationsfähigen Fahrzeugen führt die Senkung des Rollwiderstands zu einer Erhöhung der zur Rekuperation verfügbaren Energie innerhalb der Schubphasen, was im Falle des schweren Fahrzeugs sogar zu einer Senkung des Energieaufwands in der Gesamtbilanz führt.

Bild 2: Einfluss Reifenbreite B_R im Stadtzyklus ($D_R = const.$, $D_F = const.$)

Der Einfluss der Reifenbreite innerhalb des Langstreckenzyklus ist in Bild 3 veranschaulicht. Hierbei wirkt sich eine Erhöhung der Reifenbreite über alle Szenarien hinweg negativ auf den Energieaufwand aus. Die Beträge der Energieänderungen sind deutlich höher als im städtischen Anwendungsfall und resultieren im Wesentlichen aus den aerodynamischen Nachteilen bei hohen Geschwindigkeiten. Die Auswirkungen von Massenträgheit und Rollwiderstand sind den aerodynamischen Einflüssen untergeordnet, wodurch nur geringe Unterschiede zwischen den verschiedenen Fahrzeugarchitekturen vorliegen.

Bild 3: Einfluss Reifenbreite B_R im Langstreckenzyklus ($D_R = const.$, $D_F = const.$)

Der Einfluss des Reifenaußendurchmessers auf den Energieaufwand im städtischen Anwendungsfall wird in Bild 4 deutlich. Aufgrund des geringeren Rollwiderstands, führt eine Erhöhung des Außendurchmessers um 10 mm, trotz Erhöhung der Massenträgheit, bei allen Fahrzeugarchitekturen zu einer Abnahme des Energieaufwands. Bei den Fahrzeugen mit hoher Masse ist dieser Vorteil stärker ausgeprägt als bei den Fahrzeugen mit niedriger Masse. Bei den rekuperationsfähigen Fahrzeugen steht aufgrund des geringeren Rollwiderstands darüber hinaus mehr rekuperierbare Energie innerhalb der Schubphasen zur Verfügung, wodurch der Energieaufwand durch Erhöhung des Reifenaußendurchmessers noch stärker gesenkt werden kann. Die Auswirkungen des Reifenaußendurchmessers auf die aerodynamischen Fahrzeugeigenschaften wurden entsprechend der Erläuterungen aus Abschnitt 2.7 vernachlässigt.

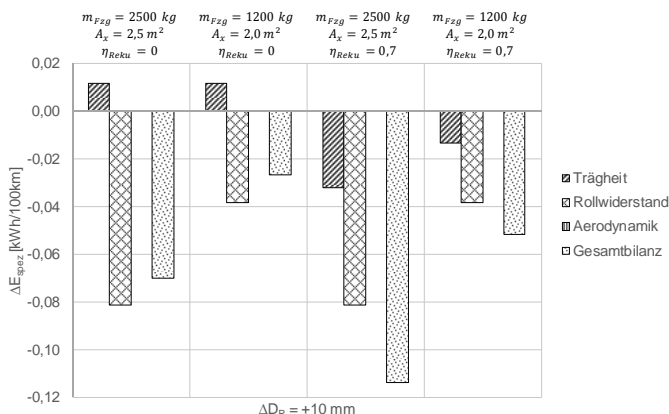


Bild 4: Einfluss Reifendurchmesser D_R im Stadtzyklus ($B_R = \text{const.}$, $D_F = \text{const.}$)

Die Auswirkungen des Reifenaußendurchmessers auf den Energieaufwand innerhalb des Langstreckenzyklus entsprechen grundsätzlich denen des städtischen Anwendungsfalls, jedoch können etwas stärkere Verbesserungen durch große Reifenaußendurchmesser erreicht werden. Grund hierfür ist die größere Bedeutung des Rollwiderstands innerhalb des konstanteren Geschwindigkeitsprofils mit weniger Schubphasen. Die erläuterten Zusammenhänge sind in Bild 5 visualisiert.

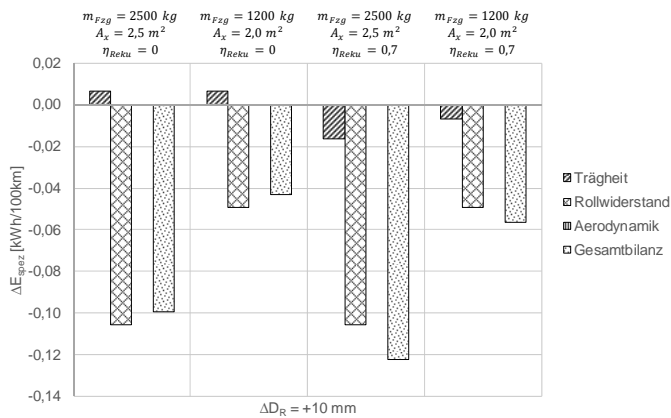


Bild 5: Einfluss Reifendurchmesser D_R im Langstreckenzyklus ($B_R = \text{const.}$, $D_F = \text{const.}$)

Aufgrund der negativen Auswirkungen auf Massenträgheit, Rollwiderstand und Aerodynamik, führen größere Felgendurchmesser generell zu einer Erhöhung des Energieaufwands, was in Bild 6 für den städtischen Anwendungsfall dargestellt ist. Es ist ersichtlich, dass sich die Nachteile durch Rollwiderstand und Aerodynamik bei schweren Fahrzeugen mit großen Abmessungen stärker auf den Energieaufwand auswirken als bei leichten Fahrzeugen mit kompakten Abmessungen. Obwohl der Nachteil einer erhöhten Massenträgheit großer Räder bei den beiden rekuperationsfähigen Fahrzeugen teilweise kompensiert werden kann, wirkt sich eine Erhöhung des Felgendurchmessers bei diesen Fahrzeugen stärker auf den Energieaufwand aus, als bei den Fahrzeugen ohne Rekuperation. Grund hierfür ist die Abnahme der rekuperierbaren Energie innerhalb von Schubphasen in Folge höherer Fahrwiderstände durch Rollwiderstand und Aerodynamik.

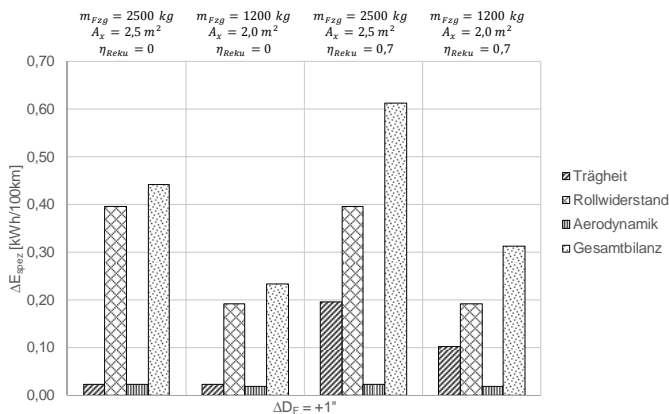


Bild 6: Einfluss Felgendurchmesser D_F im Stadtzyklus ($B_R = const.$, $D_R = const.$)

Bezüglich der Auswirkungen des Felgendurchmessers auf den Energieaufwand liegen innerhalb des Langstreckenzyklus dieselben Zusammenhänge wie im städtischen Umfeld vor und größere Felgendurchmesser führen generell zu einer Zunahme des Energieaufwands. Aufgrund der höheren Geschwindigkeiten und der damit verbundenen stärkeren Auswirkungen aerodynamischer Einflüsse sind die Beträge der Energieänderungen jedoch höher als innerhalb des Stadtzyklus. Die Zusammenhänge sind in Bild 7 veranschaulicht.

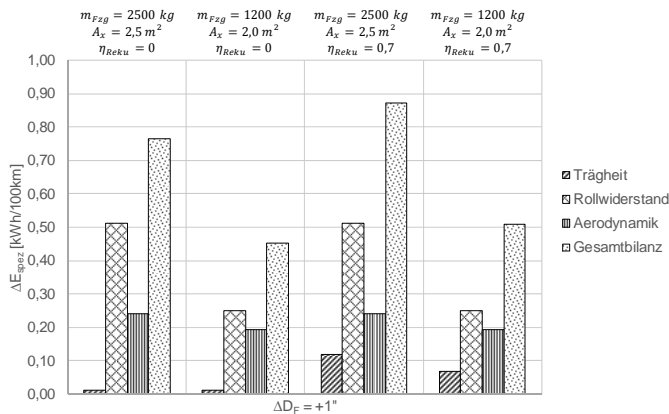


Bild 7: Einfluss Felgendurchmesser D_F im Langstreckenzyklus ($B_R = const.$, $D_R = const.$)

4. Zusammenfassung

In Abschnitt 2.1 wurden zunächst die spezifischen Energieaufwände aller Zyklusanteile des WLTP anhand eines statistischen Versuchsplans aus 10.000 Kombinationen von Massenträgheit, Rollwiderstand, Aerodynamik sowie Rekuperationswirkungsgrad berechnet. Die jeweiligen Wechselwirkungen konnten anschließend durch multiple Regression quantifiziert werden. Auf Basis von Messdaten, physikalischer Zusammenhänge und Literaturrecherchen wurden in den Abschnitten 2.2 bis 2.7 die Auswirkungen der Dimension von Rad und Reifen auf die effizienzrelevanten Eigenschaften Massenträgheit, Rollwiderstand und Aerodynamik untersucht und Formeln zur näherungsweisen Berechnung abgeleitet. Durch Kombination der Erkenntnisse aus den Abschnitten 2.1 bis 2.7 ergibt sich ein direkter Zusammenhang zwischen der Reifendimension und dem Energieaufwand innerhalb verschiedener Fahrzyklen. Eine entsprechende Methodik zur Berechnung der durch Dimensionsänderungen hervorgerufenen Energiedifferenzen wird in Abschnitt 2.8 erläutert.

In Abschnitt 3 wird diese Methodik auf 8 beispielhafte Mobilitätsszenarien angewandt und daraus die Bedeutung von Reifenbreite, Reifenaußendurchmesser und Raddurchmesser hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die Effizienz des Gesamtfahrzeugs eingeordnet. Ausgehend von der Bezugsdimension 245/40 R 18 führten größere Felgendurchmesser bei gleichem Reifenaußendurchmesser innerhalb aller Szenarien zu einer Erhöhung des Energieaufwands. Die Erhöhung des Reifenaußendurchmessers bewirkte hingegen generell eine Verringerung des Energieaufwands. Aufgrund des größeren Luftwiderstands führten breitere Reifen innerhalb eines Langstreckenzyklus, trotz geringeren Rollwiderstands, zu einem höheren Energieaufwand. Bei einem im Stadtzyklus betriebenen, rekuperationsfähigen Fahrzeug mit hoher Masse führte die Erhöhung der Reifenbreite hingegen zu einer Senkung des Energieaufwands in der Gesamtbilanz, was auf den hohen Anteil rekuperierter Bewegungsenergie innerhalb der Schubphasen zurückzuführen ist.

Die Betrachtung der 8 beispielhaften Mobilitätsszenarien zeigt, dass die Auswahl effizienter Dimensionen von Rad und Reifen vom jeweiligen Anwendungsfall abhängt und keine allgemein gültigen Aussagen möglich sind. Insbesondere die Reifenbreite kann sich je nach Fahrzeugkonzept und Fahrzyklus deutlich unterschiedlich auf die Fahrzeugeffizienz auswirken. Die Methodik dieser Arbeit kann grundsätzlich auf beliebige Szenarien übertragen werden und damit einen Beitrag zur Entscheidungsfindung innerhalb der Grundausslegung von Rad und Reifen liefern.

5. Literatur

- [1] Europäische Union: Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des europäischen Parlaments und des Rates. 2009
- [2] Europäische Union: Empfehlung (EU) 2017/948 der Kommission. 2017
- [3] United Nations: Addendum 15 – Global technical regulation No.15 - Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure. 2014
- [4] Wies, Burkhard; Strzelczyk, Matthias; Volk, Heiner; Görlich, Martin: A Tire Concept for low CO₂-Emission and eCars., VDI-Berichte, 2137, 2011
- [5] Clark, S. K.: Geometric Effects on the Rolling Resistance of Pneumatic Tires. University of Michigan, 1977
- [6] Thompson, G. D.; Torres, M.: Technical Support Report for Regulatory Action Variations in Tire Rolling Resistance., U.S. Environmental Protection Agency, LDTP 77-5, 1977
- [7] Wittmeier, F.: Ein Beitrag zur aerodynamischen Optimierung von Pkw Reifen., Dissertation, Wiesbaden: Springer Vieweg 2014
- [8] Der Reifen, Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis., Société de Technologie Michelin, Clermont-Ferrand 2005
- [9] Wiedemann, J.: Leichtbau bei Elektrofahrzeugen, Wie viel ist er uns (noch) wert?, ATZ 06/2009, Jahrgang 111, 2009, S. 462-463
- [10] I. O. o. S. (ISO), ISO 28580:2009: Passenger car, truck and bus tyres — Methods of measuring rolling resistance. 2009
- [11] Unrau, H.-J.: Der Einfluss der Fahrhahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen., Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Band 16, 2012
- [12] Schütz, T.: Aerodynamische Effizienz von Fahrwerkskomponenten bei zukünftigen Fahrzeugen., VDI-Berichte, 2296, 2017
- [13] Link, A.; Widdecke, N.; Wittmeier, F.; Wiedemann, J.: Analyse, Messung und Optimierung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern., FAT-Schriftenreihe 291, 2016

Analyse und Beeinflussung der Wärmeströme an Lkw-Reifen zur Reduzierung des Rollwiderstandes

Dipl.-Ing. **Oliver Supply**, **Michael Linden**, M.Sc., Prof. **Lutz Eckstein**,
Institut für Kraftfahrzeuge Aachen (ika), RWTH Aachen University,
Aachen

Kurzfassung

Der Reifenrollwiderstand hängt aufgrund der visko-elastischen Eigenschaften von der Temperatur ab. Wird die Wärmedissipation verringert oder von außen Wärme zugeführt, so lässt sich eine Reduzierung des Rollwiderstands erreichen. In diesem Beitrag wird zunächst eine simulative Potenzialabschätzung verschiedener Maßnahmen zur Temperaturerhöhung durchgeführt, um anschließend die Ergebnisse mit Prüfstandsmessungen zu vergleichen. Dabei wird auch der Einfluss auf die Kraftübertragung betrachtet und eine Empfehlung für eine mögliche Umsetzung ausgesprochen.

Abstract

The tire rolling resistance is influenced by temperature. A rising tire temperature leads to lower rolling resistance. In this paper several approaches are shown to raise the temperature. First a simulation model is used to estimate the capability. Then the findings are verified on a tire test machine in laboratory regarding rolling resistance and handling behavior. At the end a statement is given, which approach seems to be most promising.

1. Einleitung

In der Fahrzeugentwicklung sind die Forderungen, die Energieeffizienz weiter zu steigern und die damit verbunden CO₂-Emissionen zu reduzieren, weiter ungebrochen. In diesem Bestreben werden alle bekannten Einflussfaktoren der Energiewandlungsverluste beim Betrieb eines Kraftfahrzeuges untersucht, insbesondere auch die Reifen als wesentlicher Bestandteil der Kraftübertragung. Die maßgebliche Größe stellt hierbei der Rollwiderstand dar, dessen alleinige Optimierung in der Entwicklung eines Reifens jedoch selten ohne Einschränkungen im Handling- oder Verschleißverhalten gelingt, da diese eng miteinander verknüpft sind. Sowohl der Rollwiderstand als auch das Handlingverhalten werden durch das visko-elastische Materialverhalten des Reifens beeinflusst. Die Dämpfung im Reifen wird einerseits für eine gute Kraftübertragung, insbesondere auf feuchter Fahrbahn, benötigt, zum anderen ist diese

aber auch maßgeblich an der Entstehung des Rollwiderstands beteiligt, da die Dämpfungsarbeit irreversibel in Wärme gewandelt wird. Diese Dämpfung ist dabei kein konstanter Wert, sondern ist von der Anregung und der Temperatur abhängig. So nimmt diese mit steigender Temperatur ab.

Wird nun ein Reifen stationär mit einer konstanten Radlast betrieben, stellt sich mit der Zeit ein Gleichgewicht zwischen der rollwiderstandsinduzierten Erwärmung und der Wärmeabgabe an die Umgebung ein. Die Wärmeabgabe vom Reifen erfolgt dabei nicht nur an die Umgebungsluft und die Fahrbahn, sondern auch an die eingeschlossene Luft im Reifen und die Felge.

Im Rahmen dieses Beitrags wird ein Ansatz vorgestellt, in dem die Temperaturabhängigkeit der Materialdämpfung zur Rollwiderstandsreduzierung genutzt werden soll. Dazu werden verschiedene Konzepte vorgestellt, die zum einen Energie von außen zuführen und zum anderen die reifeninternen Wärmeströme so beeinflussen, dass die Verluste über die Felge reduziert werden. Beide Ansätze haben gemeinsam, dass sich das eingeschlossene Luftvolumen schneller erwärmt und früher ein Gleichgewichtszustand erreicht wird, der dabei auf einem höheren Niveau liegt. Durch die erwähnte Temperaturabhängigkeit der Dämpfung sinkt dabei auch der Rollwiderstand. Die Wirksamkeit der Maßnahmen wird zunächst simulativ abgeschätzt. Dazu wird ein thermodynamisches Ersatzmodell in Matlab/Simulink geschaffen und die erwähnten Maßnahmen stationär und instationär mithilfe von verschiedenen Fahrzyklen überprüft. Anschließend werden Messungen im Labor zur Validierung und zur Überprüfung des Einflusses auf die Kraftübertragung genutzt.

2. Grundlagen der Temperaturabhängigkeit des Rollwiderstands

Grundsätzlich sind drei wesentliche Ursachen für den Reifenrollwiderstand zu nennen:

Dies ist zum einen der Reibwiderstand im Kontaktbereich zwischen Reifen und Fahrbahn. Er entsteht bei freilaufenden Reifen durch eine Relativbewegung in Längs- und Querrichtung, welche ein Resultat aus der Stauchung des Reifenlatsches ist. Dieses Teilgleiten führt zu Abrieb und Reibungswärme.

Des Weiteren sind aerodynamische Verluste am Reifen zu finden. Dieser Lüfterwiderstand entsteht bei Rotation des Rades durch Strömungsverluste der umgebenden Luft. Er wird aber in der Regel zusammen mit dem Luftwiderstand des gesamten Fahrzeuges betrachtet.

Den bedeutendsten Anteil am Rollwiderstand besitzt jedoch mit 80-95 % der Walkwiderstand. Dieser entsteht an einem unter Einwirkung einer Radlast abrollenden Reifen durch die kontinuierliche Verformung im Bereich des Latsches. Im Ein- und Auslaufbereich wird der Reifen gebogen und in der Aufstandsfläche abgeflacht. Dies führt zu entgegengesetzten Dehnungen

im Reifen. Die Abflachung hat zusätzlich eine Scherung der Profilblöcke zur Folge und die Lauffläche wird tangential gestaucht. Durch die Radlast wird sie ebenfalls vertikal gestaucht. Nicht zu Letzt werden auch die Seitenwand und der Wulst beim Durchlaufen des Kontaktbereichs verformt, wobei deren Anteil mit zusammen ca. 30 % geringer ausfällt als der der Laufstreifenverformung mit ca. 70 % [1].

Da der Reifengummi ein visko-elastisches Materialverhalten aufweist, sind alle beschriebenen Verformungen verlustbehaftet. Visko-elastische Materialien kehren zwar nach einer Verformung in ihren alten Zustand zurück, dies allerdings nur zeitverzögert, sodass sich bei sinusförmiger Anregung eine Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung einstellt. Die Ausprägung dieser Phasenverschiebung beschreibt beim Reifengummi die Dämpfung der Verformung und damit den Teil der Arbeit, der in Wärme gewandelt wird und im Falle des Reifens als Verlust angesehen werden muss und als Walkwiderstand erkennbar ist. Die visko-elastischen Eigenschaften lassen sich über einen komplexen Verlustmodul \underline{E} beschreiben, bei dem der elastische, wiedergewinnbare Anteil durch den dynamischen Anteil E' und der Verlustanteil durch E'' beschrieben wird [2]:

$$\underline{E} = E' + i * E''$$

Daraus lässt sich ein Verlustfaktor $\tan \delta$ aus dem Quotienten aus E'' und E' definieren:

$$\tan \delta = \frac{E''}{E'}$$

Die Dämpfung des visko-elastischen Reifenmaterials ist allerdings keine konstante Größe, sondern ist stark von der Anregungsfrequenz und von der Materialtemperatur abhängig. In Bild 1 ist der Verlustfaktor $\tan \delta$ einer Laufstreifengummimischung in Abhängigkeit der Temperatur zu sehen [3].

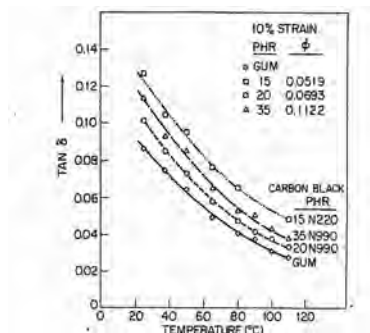


Bild 1: Verlustfaktor einer Gummimischung in Abhängigkeit der Temperatur bei 10 % Dehnung [3]

Durch die beschriebene Temperaturabhängigkeit des Verlustfaktors hat die Reifentemperatur auch einen direkten Einfluss auf den Rollwiderstand. In Bild 2 ist der Rollwiderstand über der Reifengürteltemperatur für einen Lkw-Reifen beispielhaft dargestellt.

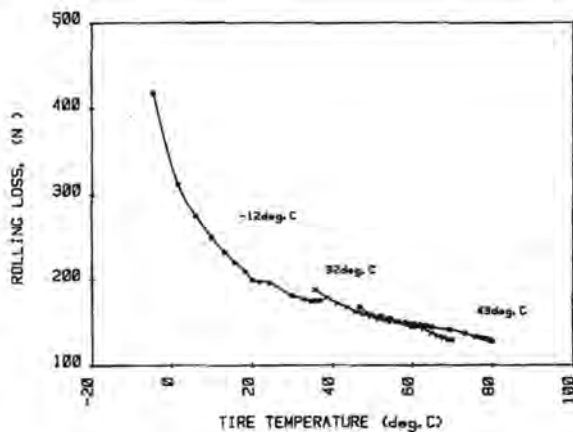


Bild 2: Zusammenhang zwischen Reifengürteltemperatur und Rollwiderstandskraft bei drei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen (Lkw-Reifen 9.0R20) [4]

Es lässt sich klar erkennen, dass mit steigender Reifentemperatur der Rollwiderstand merklich abnimmt. In der Literatur lässt sich ein Richtwert für diesen Einfluss finden. Eine um 1 %

höhere Reifeninnentemperatur führt zu einem um 0,16 % geringeren Rollwiderstand (Lkw-Reifen). Dabei ist der geringere Rollwiderstand nicht allein auf die verringerte Materialdämpfung zurückzuführen, sondern auch auf einen damit einhergehend gestiegenen Reifenfülldruck. Ohne den Einfluss des Fülldrucks lässt sich bei einer Erhöhung der Temperatur um 1 % ein um 0,125 % geringer Rollwiderstand feststellen [5].

Die Temperaturabhängigkeit erklärt auch die typische Warmlaufkurve eines Reifens. Wird ein Reifen, der zu Beginn Umgebungstemperatur aufweist, mit konstanter Radlast und Geschwindigkeit beaufschlagt, erwärmt sich dieser aufgrund der im Reifen generierten Wärme, bis sich mit der Zeit ein Gleichgewicht zwischen der Erwärmung und der Abgabe an die Umgebung einstellt. Damit einhergehend sinkt der Rollwiderstand über die Warmlaufphase. Der Zusammenhang ist in Bild 3 beispielhaft für einen Lkw-Reifen dargestellt.

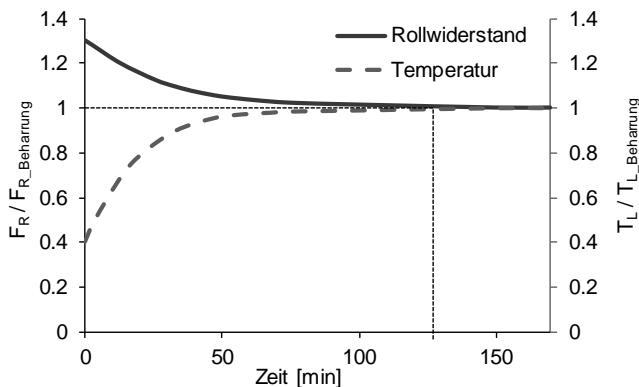


Bild 3: Verlauf von Rollwiderstandskraft und Luftvolumentemperatur während der Warmlaufphase eines Lkw-Reifens [5]

In den gängigen Normen zur Rollwiderstandsmessung von Reifen wird der Einfluss der Temperatur auf den Rollwiderstand dahingehend berücksichtigt, dass die Umgebungstemperatur bei der Messung vorgeschrieben wird und eine definierte Warmlaufphase eingehalten werden muss, in der sich am Reifen das Gleichgewicht aus der im Reifen erzeugten Wärme und den kühlenden Effekten ausbildet. Geringe Abweichung bei der Umgebungsluft können z.T. rechnerisch korrigiert werden [6].

Die dämpfenden Eigenschaften des visko-elastischen Reifenmaterials sind aber nicht nur für den Rollwiderstand ursächlich, sondern auch für gute Haftungseigenschaften des Reifens auf der Fahrbahn notwendig. Denn die beiden wesentlichen Mechanismen der Kraftübertragung,

die intermolekulare Bindung (Adhäsionsreibung) und die physikalische Verzahnung (Hysteresereibung) hängen nach Kummer [7] von dem Verlustfaktor ab. Demzufolge hat die Temperatur auch einen Einfluss auf das Kraftübertragungsvermögen des Reifens, sodass eine für den Rollwiderstand günstige Temperatur sich hier negativ auswirken kann. Dies ist der klassische Zielkonflikt in der Reifenentwicklung.

Die Kenntnis der Temperatur des Reifens ist also immens wichtig, um die Eigenschaften des Reifens genau bewerten und wiedergeben zu können. Da der Reifen jedoch keine homogene Reifentemperatur hat, ist vielmehr die Temperaturverteilung über den ganzen Reifen von Relevanz. Dazu wurde am ika ein interner Reifensensor entwickelt, der es ermöglicht, von der Felge aus den Fülldruck, die Lufttemperatur und die Temperaturverteilung über den Querschnitt des Inner-Liner zu erfassen. In Bild 4 ist der Sensor in seiner aktuellen Ausbaustufe und eine Prinzipskizze zu sehen.



Bild 4: Interner Reifensensor zur Temperatur- und Druckerfassung

In dem Sensor gewährleisten zwei IR-Sensorarrays jeweils mit 120° Öffnungswinkeln zusammen einen Winkel von 202° zur Temperaturerfassung von Seitenwand über Reifenscheitel zu Seitenwand. Zusätzlich misst ein Drucksensor den Fülldruck und ein weiterer Temperatursensor die Lufttemperatur. Die Daten werden kontinuierlich durch eine drahtlose Übertragung an die Auswerteeinheit außerhalb des Reifens gesendet.

3. Ansatz

Es wird nun ein Konzept vorgestellt, in dem die beschriebene Temperaturabhängigkeit des Rollwiderstandes ausgenutzt werden soll. Werden die Regionen betrachtet, in denen die Wärme aufgrund des Walkwiderstandes entsteht, sticht der Laufflächen- und Schulterbereich hervor. Zunächst würde man eine Erhöhung der Temperatur in diesem Bereich als am vielversprechendsten vermuten, allerdings findet im Profil auch die Kraftübertragung statt. Von daher sollte sich die Temperaturerhöhung am ehesten auf die Karkasse und den Wulst konzentrieren. Eine Erwärmung ist über mehrere Ansätze denkbar. Der Reifen kann mit Energie von außen zusätzlich erwärmt werden. Dies wäre am ehesten über eine Warmluftanströmung, beispielsweise über Abgase oder Abluft vom Verbrennungsmotor, möglich. Diese sollte dann gezielt auf den Seiten- und Wulstbereich gelenkt werden, um den Laufstreifen möglichst nicht zu erwärmen.

Ein Ansatz ohne äußere Energie wäre die Reduktion der Abflüsse der durch die Verlustarbeit erzeugten Wärme. Abgegeben wird die Wärme an die umströmende Luft und an die Fahrbahn im Latschbereich. Zusätzlich erwärmt sich aber auch das eingeschlossene Luftvolumen. Darüber und über den Kontakt in die Wulstzone wird die Wärme an die Felge und damit an die restlichen Fahrwerksteile und die Umgebung abgegeben. An dieser Stelle kann durch eine isolierende Komponente angesetzt werden, durch die der Übergang zur Felge reduziert wird.

Alle Maßnahmen sollen dazu führen, dass die Erwärmung des Reifens schneller erfolgt und die Temperatur im Gleichgewichtszustand auf einem höheren Niveau liegt. Dies soll eine steilere und am Ende niedrigere Rollwiderstandskurve zur Folge haben.

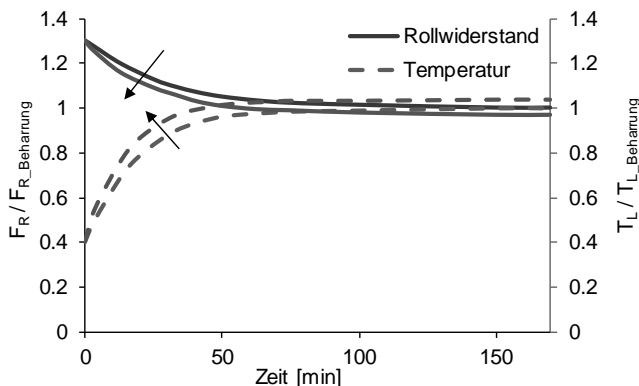


Bild 5: Steilere Aufwärm- und Rollwiderstandskurve aufgrund der Erwärmung

Hierbei müssen aber mögliche negative Auswirkungen auf das Kraftübertragungsverhalten des Reifens berücksichtigt werden. Um den Einfluss möglichst gering zu halten, sollte sich die Erwärmung wie erwähnt auf den Karkassen- und Wulstbereich beschränken. Negative Auswirkungen auf das Nassgriffverhalten werden nicht erwartet, da der Reifen durch das Wasser auf der Fahrbahn im relevanten Bereich zusätzlich gekühlt wird.

4. Simulative Untersuchung des Temperatureinflusses

Um die Wirksamkeit von den verschiedenen Maßnahmen zu untersuchen, wird ein thermodynamisches Ersatzmodell eines Reifens mit Felge in Matlab/Simulink aufgebaut. Darin werden alle relevanten Komponenten wie Lauffläche, Seitenwand, Wulst, Luftvolumen, Umgebungsluft und Felge mit den dazugehörigen Materialzusammensetzungen und -Eigenschaften modelliert. Dazu gehören auch die Temperaturübergänge zwischen den einzelnen Regionen des Reifens sowie an die Umgebung und die Fahrbahn unter Berücksichtigung der Fahrgeschwindigkeit. Ebenfalls werden der Rollwiderstand und die damit verbundene Wärmezeugung nach Regionen und Anteil aufgeschlüsselt. Für diese Parametrierung werden vorzugsweise aus der Literatur bekannte Zusammenhänge genutzt, lediglich die Reifenkennwerte werden explizit für einen ausgewählten Beispielfreifen der Dimension 315/70 R22.5 mit Traktionsprofil angepasst.

Im ersten Schritt werden die stationären Randbedingungen der in der ISO 28580 genormten Rollwiderstandsmessung mit dem Modell auf einer 2 m Trommel nachsimuliert. Das heißt, es werden 85 % des Loadindex als konstante Radlast und eine konstante Geschwindigkeit von 80 km/h ausgewählt. Die Umgebungstemperatur und die initiale Reifentemperatur werden zunächst auf 25 °C gesetzt. Des Weiteren wird der für einen Beispielfreifen empfohlenen Fülldruck von 9,0 bar eingestellt und nicht eingeregelt, sodass eine Fülldruckerhöhung durch die Erwärmung möglich ist. In weiteren Schritten werden die Umgebungstemperatur erhöht und eine Isolationsschicht von 5 mm Dicke im Felgenbett modelliert, wobei die restlichen Randbedingungen unverändert bleiben. Die Ergebnisse werden mit der Ausgangskonfiguration verglichen. In Bild 6 sind die Verläufe während des Warmfahrens für die Temperatur des Luftvolumens und des Rollwiderstandskoeffizienten für verschiedene Konfigurationen zu sehen.

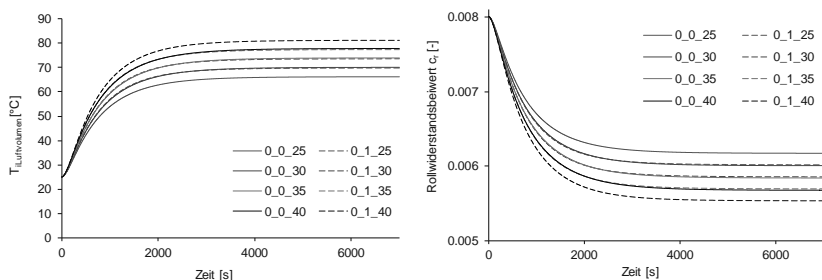


Bild 6: Temperatur- und Rollwiderstandsverläufe der normalen (0_0) und der isolierten (0_1) Felge bei verschiedenen Außentemperaturen (_25, _30, _35, _40) in der Simulation

Es zeigt sich, dass eine Isolierung die Temperatur des Luftvolumens um ca. 5°C erhöht. Diese Erhöhung hat bereits eine Reduzierung des Rollwiderstandsbeiwerts von ca. 2,4 % zur Folge. Außerdem ist erkennbar, dass die Temperatur deutlich schneller ansteigt und bereits nach 30 Minuten das Niveau des Gleichgewichtszustandes der Referenzkonfiguration erreicht wird, sodass auch der Rollwiderstand zu diesem Zeitpunkt schon auf dem Endniveau der Referenz liegt. Derselbe Effekt wird in der Simulation durch eine um 5 °C erhöhte Umgebungslufttemperatur erreicht.

Werden die Simulationen mit konstantem Fülldruck wiederholt, ist nur der Anteil der temperaturabhängigen Dämpfung erkennbar. Für beide Konfigurationen sind die Rollwiderstandsverläufe über der Temperatur in Bild 7 aufgetragen.

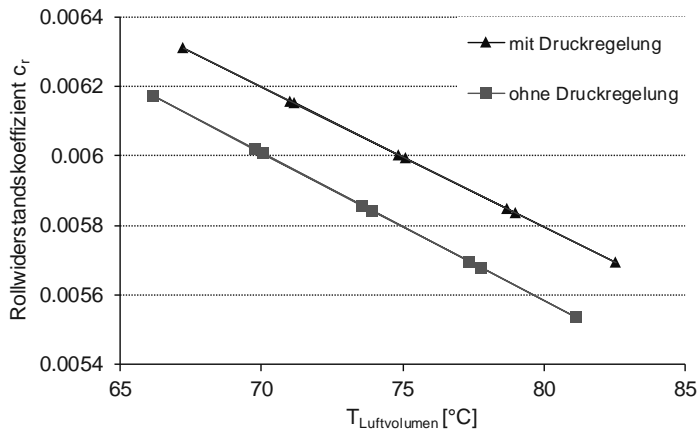


Bild 7: Simulierter Rollwiderstandskoeffizient über der Luftvolumentemperatur, mit und ohne Fülldruckregelung

Abschließend wird das Thermo-Modell dazu genutzt, dynamische Geschwindigkeitsprofile in der Ebene nachzufahren, um den Nutzen der isolierten Felge bei realitätsnäherem instationären Gebrauch inkl. Standpausen zu untersuchen. Gerade der in der ISO 28580 geforderte Betriebszustand nach einer Warmlaufphase von 180 Minuten bei konstanter Radlast und Geschwindigkeiten entspricht nicht den real vorkommenden Bedingungen. Selbst im Fernverkehr ruht das Fahrzeug spätestens nach 270 Minuten aufgrund der vorgeschriebenen Pausen der Fahrer, sodass sich die Reifen nur wenig in dem untersuchten Betriebsbereich des Beharrungszustandes bewegen.

Es wurden sechs verschiedene Nutzfahrzeugfahrzyklen zu diesem Zweck ausgewählt: Zwei Fernverkehrszyklen (Autobahn), zwei Überlandrouten (Verteiler- und Linienbusverkehr) und zwei Stadtzyklen (Liefer- und Linienbusverkehr). Die ausgewählten Fernverkehrszyklen weisen hohe Anteile (>90%) konstanter Geschwindigkeit auf, die nur durch die vorgeschriebenen Pausen und wenigen Verkehrsstauungen unterbrochen werden. Die Zyklusdauern sind mit 18 bis 26 Stunden sehr lang.

Die Temperatur- und Rollwiderstandsverläufe weisen dabei eine hohe Ähnlichkeit zu denen der genormten Prüfstandsversuchen auf. Von daher kommt bei der isolierten Felge hauptsächlich die um ca. 4 °C gestiegene Beharrungstemperatur zum Tragen, was sich in einem um 2,53 % niedrigeren Rollwiderstand äußert. Einer Energiebetrachtung über den gesamten Zyklus liefert dabei eine Ersparnis von 2,49 %.

Die Überland- und Stadtzyklen weisen kaum noch Konstantanteile auf und sind mit Fahrzeiten von einer Stunde (Bus) bis sechs Stunden (Lieferverkehr) deutlich kürzer. Besonders bei den Busrouten treten häufige Unterbrechungen auf, sodass zu keinem Zeitpunkt ein Beharrungszustand erreicht wird, vgl. Bild 8. Hier erweist sich deshalb nur der steilere Anstieg des Temperatur- bzw. Abfall des Rollwiderstandsverlaufes als vorteilhaft. Die Energieersparnis liegt beim Verteilerverkehr und Lieferverkehr zwischen 1,5 und 2,1 %. Bei den Buszyklen konnte eine Ersparnis von 0,6 bis 0,75 % beobachtet werden.

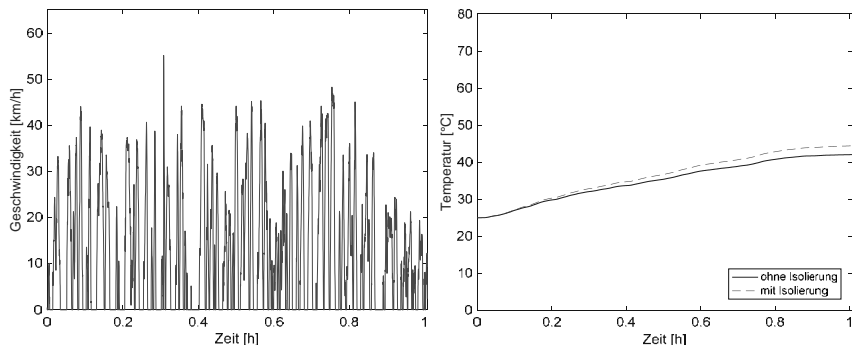


Bild 8: Geschwindigkeits- und Temperaturverlauf (Luftvolumen) für den Stadtbuszyklus

Damit zeigt sich auch bei dynamischen Geschwindigkeitsprofilen ein Nutzen der erhöhten Reifentemperatur im Hinblick auf den Rollwiderstand. Diese Zusammenhänge sollen anschließend im Labor auf einem Nutzfahrzeugreifenprüfstand validiert werden.

5. Prüfstandsuntersuchungen

Der in der Simulation nachmodellierte Referenzreifen wird zur Validierung auf einem Außen-trommellaborprüfstand hinsichtlich Rollwiderstand und Querschleppverhalten untersucht. Dazu wird neben der Standardstahlfelge der Dimension 9 x 22.5 ein baugleiches Modell mit einer hochwertigen Isolierung im Felgenbett versehen, wobei ein minimaler Wärmeübergang angestrebt wird, um den Effekt möglichst groß zu gestalten. Der Prüfstand wird mit einer Einhausung versehen, die das Prüfrad ähnlich einem Radhaus umgibt. Zusätzlich wird ein Heizgebläse installiert, dessen Warmluft über Leitdüsen auf die Seitenwände des Reifens geleitet werden. Die verwendeten Felgen werden mit dem beschriebenen Reifensensor versehen, um die Temperaturverteilung zu messen. Weitere optische Temperatursensoren erfassen die

Laufstreifentemperatur von außen. Zu Letzt wird eine Fülldruckregelanlage installiert, um auch Versuche mit konstantem Fülldruck zu realisieren. In Bild 9 ist der Versuchsaufbau zu sehen.

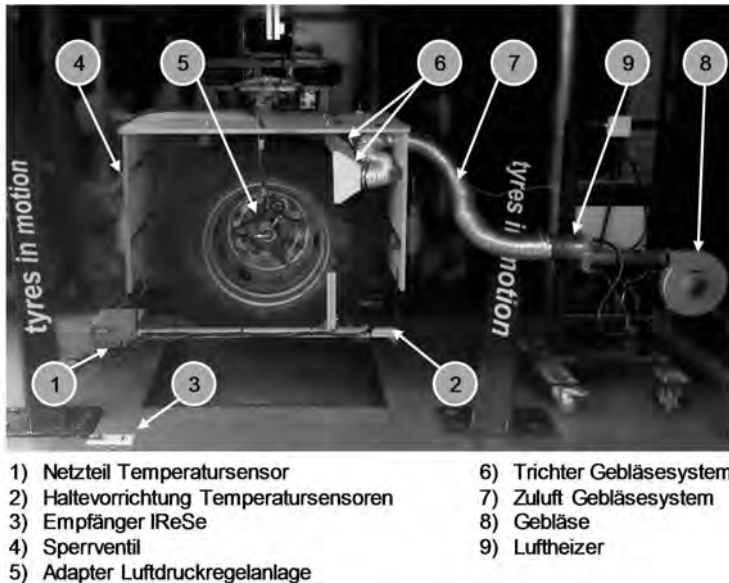


Bild 9: Versuchsaufbau auf dem Nutzfahrzeugreifenprüfstand des ika

Die Rollwiderstandsmessungen werden in Anlehnung an die ISO 28580 durchgeführt. Folgende Konfigurationen werden dabei betrachtet: ISO Bedingungen mit Standardfelge, ISO Bedingungen mit isolierter Felge und eine zusätzliche Warmluftanströmung mit bis zu 80 °C für beide Felgenvarianten. Diese Versuchsreihe wird zusätzlich mit Fülldruckregelung bei konstant 9,0 bar wiederholt. Werden die beiden verschiedenen Felgenvarianten miteinander verglichen, so zeigt sich, dass der steilere Temperaturanstieg und das höhere Temperaturniveau auch am Prüfstand wiederzufinden sind, siehe Bild 10. Wie in der Simulation wird mit der isolierten Felge bereits nach 30 Minuten das Temperaturniveau des Beharrungszustandes der Ausgangskonfiguration erreicht.

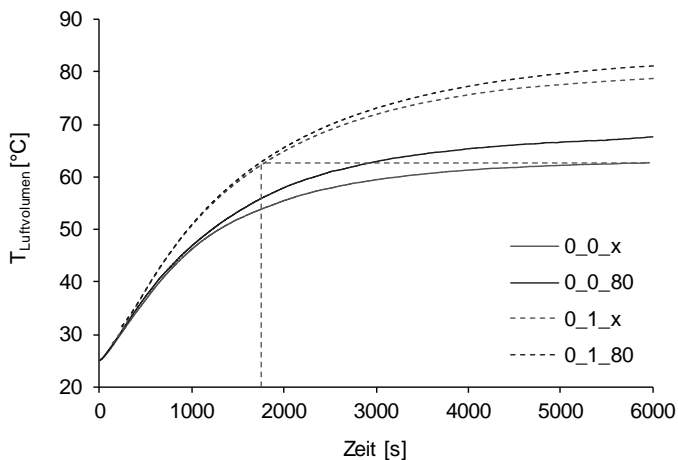


Bild 10: Temperaturverläufe der normalen (0_0) und der isolierten (0_1) Felge, ohne (_x) und mit Warmluftanströmung von 80 °C (_80) auf dem Prüfstand

Allerdings zeigt sich im Versuch, dass die Warmluftanströmung nur unwesentlich die Steigung am Anfang der Aufwärmkurve vergrößert, sondern nur im Bereich der beginnenden Beharrung das Temperaturniveau erhöht.

In Bild 11 sind die Ergebnisse aller Konfigurationen über die Temperatur aufgetragen. Es ergibt sich ebenfalls ein ähnliches Bild wie in der Simulation. Im Temperaturbereich von 60 bis 75 °C finden sich die Messungen mit Standardfelge und zusätzlichem Erwärmen von außen. Jenseits von 75 °C befinden sich die Messungen mit der isolierten Felge und Erwärmung. Sowohl ohne als auch mit Fülldruckregelung sind fallende Rollwiderstände mit zunehmender Temperatur des Luftvolumens zu erkennen. Dabei fällt die Kurve ohne Druckregelung um den Anteil des Fülldruckeinflusses auf den Rollwiderstand steiler ab als die mit Fülldruckregelung, bei der sich alleine der Temperatureinfluss auf die Materialdämpfung auswirkt.

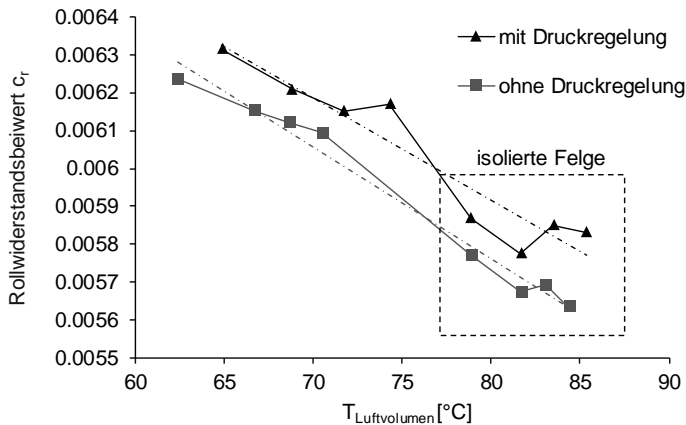


Bild 11: Rollwiderstandskoeffizient des Referenzreifens über der Luftvolumentemperatur, mit und ohne Fülldruckregelung auf dem Laborprüfstand

Durch die auf ein Minimum an Wärmeübergang ausgelegte Isolierung, beträgt der Temperaturunterschied zwischen der Standardfelge und der isolierten Felge ca. 16 °C (jeweils ohne Zuheizen). Dabei konnte eine Rollwiderstandsreduzierung von 7,5 % beobachtet werden. Dies entspricht der gleichen Absenkung pro Grad Celsius, wie sie durch die Simulation prognostiziert wurde.

Zur Abschätzung des Einflusses der verschiedenen temperatursteigernden Maßnahmen auf das Kraftübertragungsverhalten, werden Querschlupmessungen auf dem Nutzfahrzeugreifenprüfstand des ika durchgeführt. Es werden dieselben Reifenbetriebszustände und Konfigurationen untersucht wie bei der Rollwiderstandsbetrachtung. Für die Querschlupmessung wird nach einem kurzen Einlaufschwenk ein beidseitiger Schräglaufschwenk von 6° Amplitude mit einer Verstellgeschwindigkeit von 2°/s durchgeführt. Die dabei für die Konfigurationen Standardfelge, Standardfelge mit 80 °C Warmluftanströmung, isolierte Felge und isolierte Felge mit Warmluftanströmung erreichten maximalen Reibkennwert über der Temperatur des Luftvolumens sind in Bild 12 zu sehen. Die Werte mit der isolierten Felge befinden sich dort jenseits von 75 °C.

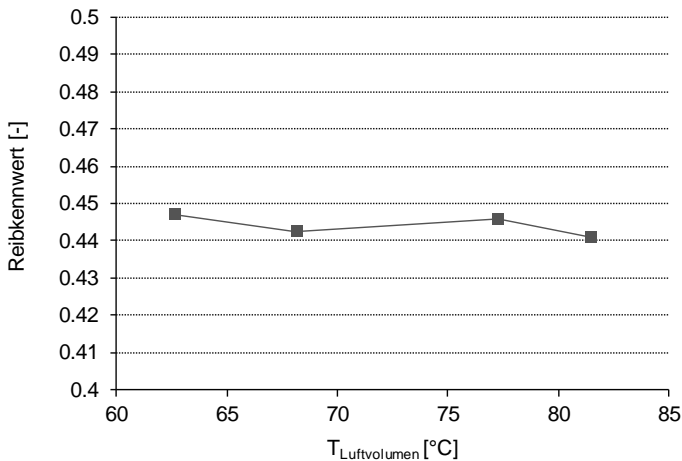


Bild 12: Maximal erreichte Reibkennwerte bei der Querschleppmessung mit 6° Amplitude über der Temperatur des Luftvolumens aufgetragen

Es kann beobachtet werden, dass das Reibniveau durch die Warmluftanströmung leicht abfällt, allerdings bei der Verwendung der isolierten Felge trotz der gestiegenen Temperatur des Luftvolumens nur unwesentlich beeinträchtigt wird. Diese Reduzierung ist dabei nur auf den gestiegenen Fülldruck zurückzuführen. Eine Wiederholung der Versuche mit geregelterm Fülldruck zeigt, dass das Reibniveau der isolierten Felge nicht gegenüber dem mit Standardfelge abfällt. Eine Warmluftanströmung wirkt sich hier jedoch ebenfalls negativ aus. Es konnten aber auch Kombinationen aus Temperatur und Fülldruck gefunden werden, die den Rollwiderstand reduzieren und den Reibkennwert gegenüber der Standardvariante erhöhen.

Die Betrachtung der Laufstreifen- und Karkassentemperatur während der Messung bestätigt diesen Eindruck. Auch wenn die Warmluftanströmung auf die Flanken des Reifens ausgerichtet war, wurde die Temperatur des Laufstreifens erhöht. Die optische Messung von außen zeigte eine Laufstreifentemperatur von 45 °C im Gegensatz zu 40 °C ohne Anströmung. Während der Querschleppmessung konnte eine maximale Laufstreifentemperatur von 93 °C im Vergleich zu 85 °C beobachtet werden. Die Laufstreifentemperaturen mit isolierter Felge waren dagegen immer identisch mit denen der Standardfelge.

Eine detaillierte Betrachtung mit einer Thermographiekamera bestätigt diese Erkenntnis, vgl. Bild 13. In beiden Varianten wurden im Beharrungszustand außen auf dem Laufstreifen

Temperaturen zwischen 40 und 49 °C beobachtet. In den tiefen Längsprofilrillen konnten Temperaturen von 75-82 °C ermittelt werden.

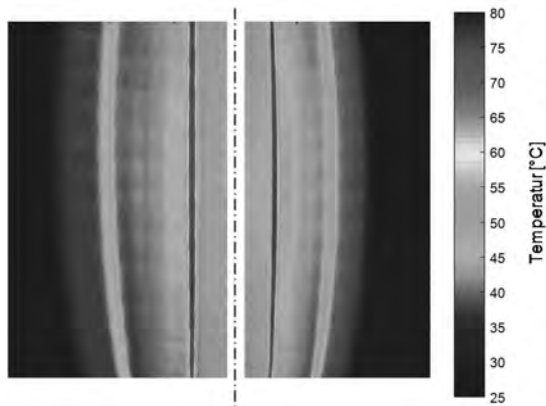


Bild 13: Thermografie Aufnahmen des Laufstreifens, links die Standardfelge, rechts die isolierte Felge

Die Messung der Karkassentemperatur im mittleren Bereich des Laufstreifens mit dem internen Reifensensor zeigt eine Temperatur von 71,5 °C bei der normalen und 82,4 °C bei der isolierten Felge. Während der Querschlupfmessung steigt diese Temperatur bei beiden Varianten nur unwesentlich um 0,2 °C an.

Damit zeigt der Ansatz der isolierten Felge auch auf dem Prüfstand vielversprechendes Verhalten, da diese im Vergleich zur Warmluftanströmung das Kraftübertragungsverhalten nicht negativ beeinflusst. Der Nassgriff sollte durch die auftretende Kühlung durch das Wasser ebenfalls ohne negative Auswirkungen bleiben. Hierzu müssen noch weitere Versuche durchgeführt werden. Ebenfalls sollen Versuche auf der Straße mit dem mobilen Reifenprüfstand des ika das Potenzial im realen Betrieb nachweisen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieses Beitrages wurde ein Ansatz vorgestellt, bei dem die Temperaturabhängigkeit des visko-elastischen Reifenmaterials genutzt wird, um im Betrieb des Reifens den Rollwiderstand zu reduzieren. Dazu wurden verschiedene Maßnahmen benannt, die eine solche Temperaturerhöhung ermöglichen. Deren Potenzial wurde zunächst simulativ abgeschätzt. Zuerst stationär unter den Bedingungen, wie sie die ISO 28580 beschreibt, und anschließend

mit verschiedenen Geschwindigkeitsprofilen von Nutzfahrzeugen. In beiden Simulationsreihen konnte eine merkliche Rollwiderstandsreduzierung aufgezeigt werden.

Im Anschluss wurden Messungen auf dem Nutzfahrzeugreifenprüfstand des ika durchgeführt, um die in der Simulation durchgeführten Abschätzungen zu überprüfen. Hier konnten die gleichen Trends wiedergefunden werden, wobei sich gezeigt hat, dass der Ansatz der isolierten Felge nicht nur eine Verbesserung des Rollwiderstandes ermöglicht, sondern auch das Kraftübertragungsverhalten nicht negativ beeinflusst.

Damit ermöglicht dieser Ansatz eine einfache Rollwiderstandsreduzierung. Weitere Untersuchungen können einen optimalen Grad der Isolierung aufzeigen. Zusätzlich wäre noch eine Anpassung des Fülldruckes denkbar, da Kombinationen aus Temperatur und Fülldruck gefunden werden konnten, die den Rollwiderstand reduzieren und die Kraftübertragung steigern. Auch könnte das höhere Temperaturfenster schon bei Reifenauslegung berücksichtigt werden, um so das Potenzial vielleicht noch zu erhöhen.

7. Literatur

- [1] N.N.: Der Reifen. Clermont-Ferrand, F: Michelin 2005
- [2] Xie, C.: Experimentelle Untersuchung zur Interaktion zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen. Dissertation. Darmstadt 2001
- [3] Clark, S.K.: A Handbook for the Rolling Resistance of Pneumatic Tires. Ann Arbor, USA: Institute of Science and Technology 1979
- [4] Schuring, D.J.: Ambient Temperature Effects on Tire Rolling Resistance. Rubber Chemistry and Technology, Vol. 54-5 (1981) S. 1113-1123
- [5] Schuring, D.J.: The Rolling Loss of Pneumatic Tires. Rubber Chemistry and Technology, Vol. 53-3 (1980) S. 600-727
- [6] ISO 28580: Passenger car, truck and bus tyres - Methods of measuring rolling resistance
- [7] Kummer, H.W.: Verbesserter Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn – Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie. Automobiltechnische Zeitschrift, 69. Jahrgang (1967)

Aerodynamische Effizienz von Fahrwerkskomponenten bei zukünftigen Fahrzeugen

Prof. Dr.-Ing. **Thomas Schütz**, BMW AG, München

Kurzfassung

In den Jahren 2017 bis 2021 wird in den meisten Märkten Schritt für Schritt eine neue CO₂-Zulassungsprozedur WLTP eingeführt. Diese beinhaltet u. a. einen strengeren Fahrzyklus und die Notwendigkeit der Einbeziehung von Sonderausstattungen. Der aerodynamische Anteil am Gesamtfahrwiderstands erfährt im neuen Fahrzyklus WLTC eine gesteigerte Bedeutung und beträgt nun etwa 40 %. Die klassischen Bestandteile des Luftwiderstands, also Fahrzeugaußenhaut und Kühlluftführung, gelten heute unter gegebenen Prämissen als bereits ausgereizt. Der Fokus der Aerodynamikweiterentwicklung hat sich deshalb in den letzten Jahren auf Unterbodengruppe, Fahrwerk und Räder verschoben.

Eine CO₂-Angabe mit der schlechtesten Ausstattungsvariante der minimalinvasive Ansatz. Es dürfen aber alternativ CO₂-Beiträge mehrerer Fahrzeugvarianten differenziert angegeben werden um dadurch kein Flottenpotential zu verschenken. Aus Sicht der Aerodynamik bedeutet das zusätzlichen Bewertungs- und Entwicklungsbedarf, was vor allem Räder- und Fahrwerksvarianten betrifft.

Aktuelle Erkenntnisse zeigen, dass kumulierte c_W -Wert-Unterschiede von bis zu 0,05 über verschiedene Kombinationen aus Rädern, Reifen, Fahmniveau, Bremsenkühlung und Fahrwerksgeometrie auftreten. Die Auswirkungen sind immens: Bis zu 6 g CO₂ Spreizung im Fahrzyklus, je nach Fahrzeugklasse. Bei Elektrofahrzeugen ist die elektrische Reichweite um etwa 25 km beeinflusst, ebenfalls abhängig vom Fahrzeugkonzept.

1. Einleitung

Der Beitrag der Fahrzeugindustrie zur erfolgreichen Umsetzung globaler Klimaziele wurde bereits oft diskutiert. Für den CO₂-Flottenverbrauch existieren seit einigen Jahren in nahezu allen Märkten gesetzliche Vorgaben, die die Fahrzeughersteller heute mehr oder weniger erreichen. In den nächsten Jahren werden diese gesetzlichen Grenzwerte Schritt für Schritt verschärft. Bis 2021 wird hierbei die heute noch gültige EU-Richtlinie 70/220/EWG inklusive des Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) sukzessive durch die neue Typprüfungsprozedur WLTP mit

neuem Fahrzyklus ersetzt. Die gesetzlichen Grenzwerte bleiben dadurch zunächst unberührt. Eine Übersicht hierzu liefert [11].

Die Ursache für die CO₂-Emission der Fahrzeuge ist die Wirkung der Fahrwiderstände in Zusammenhang mit dem Wirkungsgrad des Antriebs. Dabei nimmt die Aerodynamik je nach betrachtetem Fahrzeug und durchfahrenem Zyklus nach dem Antriebsstrang den wichtigsten Anteil ein. Bild 1 zeigt hierzu die benötigte Energie zum Durchfahren dreier Fahrzyklen und bei 130 km/h Konstantfahrt sowie die Einzelbeiträge der Fahrwiderstände Aerodynamik, Rollen und Beschleunigung. Im Vergleich zum heutigen Fahrzyklus NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) steigt die Bedeutung der Aerodynamik im neuen Zyklus des WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Procedure), während die des Rollwiderstands zurückgeht. Im US-amerikanischen Zyklus (US combined) hat der Luftwiderstand ebenfalls eine große Bedeutung. Bei Konstantfahrt mit 130 km/h werden über dreiviertel des Energiebedarfs vom Luftwiderstand verursacht.

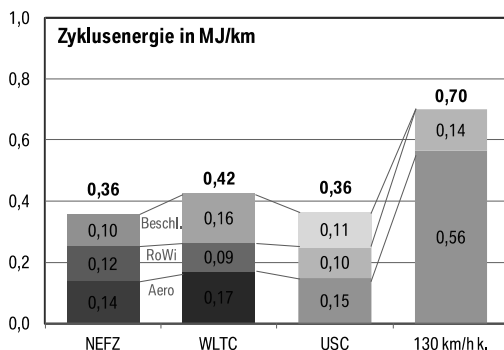


Bild 1: Energieverbrauch der Fahrwiderstände beim Durchfahren verschiedener Fahrzyklen und bei 130 km/h Konstantfahrt für ein Beispielfahrzeug

Dem Luftwiderstand (F_L), ausgedrückt durch den c_W -Wert, kommt dabei seit Anbeginn der Aktivitäten in der Fahrzeug aerodynamik die Rolle einer Leitgröße zu. Mit ihm lässt sich anschaulich die Windschlüpfgrigkeit der Fahrzeuge untereinander einfach vergleichen, denn die übrigen Größen bleiben unter Normbedingungen im identischen Fahrzyklus unverändert. A_x berücksichtigt die Skalierung des Luftwiderstands mit der Fahrzeuggröße dar, wovon die Formgüte aber unbeeinflusst bleibt.

$$F_L = \frac{\rho}{2} v^2 c_W A_x \quad (1)$$

Als grober und im Detail fahrzeug- und antriebsabhängiger Anhaltswert gilt für den Zusammenhang zwischen c_W und CO_2 auf Basis der WLTP-Gesetzgebung und eines Antriebsstrang mit einer Effizienz auf dem Stand der Technik (vgl. [8]):

$$0,019 (\Delta c_W \cdot A_x) \quad \Leftrightarrow \quad 1 \text{ g CO}_2 \text{ pro km.}$$

Zu Beginn der Produktion von Fahrzeugen in Großserie lagen die c_W -Werte zwischen 0,5 und 1,0. Aerodynamische Formgebung wurde erstmals in den 1950er Jahren en vogue, besonders gute Aerodynamik blieb allerdings wenigen „Ikonen“ vorbehalten. Nach Unterschreiten der Linie von 0,30 Mitte der 1980er Jahre konnten dagegen herstellerübergreifend pro Modellgeneration neue Bestwerte gemeldet werden, [10]. Die heutige Spitzengruppe von Fahrzeugen liegt im c_W -Wertebereich von 0,22 bis 0,25. Jüngstes Beispiel ist der BMW 5er (Baureihe G30) mit einem Wert von 0,22 – der bislang beste c_W -Wert eines in Großserie produzierten Fahrzeugs bis heute. Ein historischer Überblick dieser Entwicklung ist in Bild 2 beispielhaft für die BMW Baureihen 3, 5 und 7 dargestellt. Die Weiterentwicklung im vergangenen Jahrzehnt ist durch die zusehends verschärfte CO_2 -Gesetzgebung begründet und eine weitere Verbesserung ist möglich, wie in [9] diskutiert wurde.

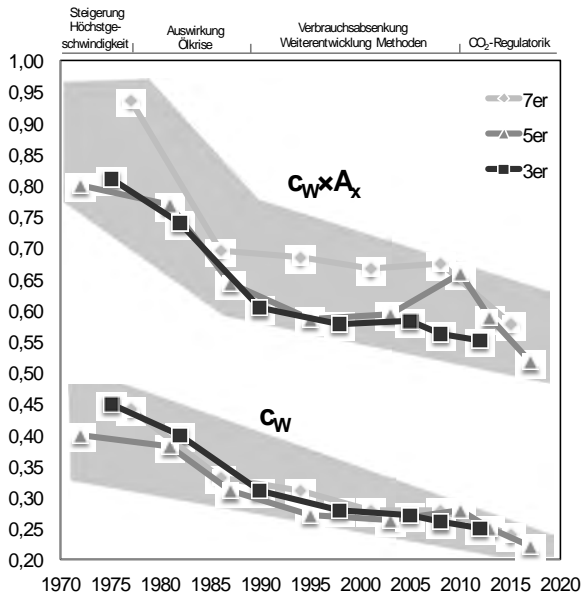


Bild 2: c_W - und $c_W \cdot A_x$ -Entwicklung der BMW Baureihen 3, 5 und 7 im Laufe der Jahre, zusammengestellt aus [9] und [10]

Der Luftwiderstand kann anhand der physikalischen Ursache unterteilt werden. Der Fahrzeug-aerodynamiker unterscheidet die Anteile Grundform / Proportionen, Unterboden, Räder / Radhaus, und Kühlluft / Funktionsöffnungen. Bis weit in die 1990er Jahre galt die aerodynamische Optimierung der Fahrzeugaußenhaut. In den vergangenen 20 Jahren wurden dann immer mehr Widerstandsquellen an den Rädern, im Radumfeld, am Unterboden und im Kühlluftpfad reduziert. Bild 3 zeigt eine qualitative Aufteilung des Luftwiderstands auf diese Einzelanteile.

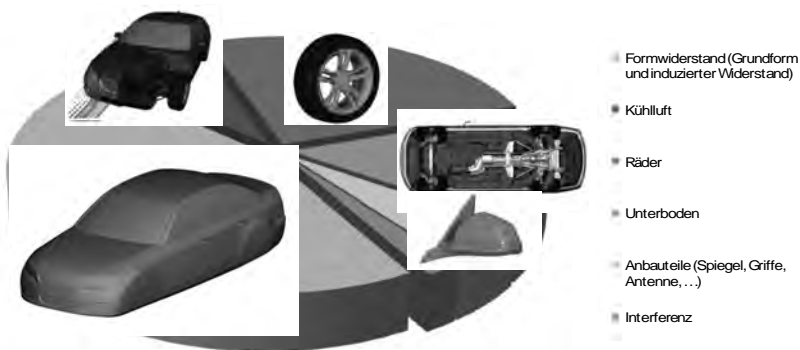


Bild 3: Qualitative Aufteilung des c_W -Werts nach Einzelbeiträgen

Im Folgenden werden die Luftwiderstandsbeiträge von

- Fahrwerk (enthalten in den Anteilen Unterboden und Rad / Radhaus)
- Unterbodengruppe (enthalten im Anteil Unterboden)
- Fahrniveau (enthalten im Anteil Grundform)
- Rädern (enthalten im Anteil Rad / Radhaus) und
- Bremsen (enthalten in Anteilen Kühlluft und Rad / Radhaus)

diskutiert. Der aufsummierte Anteil am Gesamtluftwiderstand dieser Komponenten kann entsprechend Bild 3 bei bis zu 50 % liegen! Neben dem Luftwiderstand wird im Folgenden auch der aerodynamische Auftrieb des Fahrzeugs betrachtet; er berechnet sich analog zum Widerstand mit dem Auftriebsbeiwert c_A zu:

$$F_A = \frac{\rho}{2} v^2 c_A A_x \quad (2)$$

2. Unterboden und Fahrwerk

Eine raue, zerklüftete Oberfläche führt zu Verwirbelungen und Strömungsverlusten und infolge dessen zu einem erhöhten Luftwiderstand. Diese allgemeine Regel wurde schon oft in der Literatur auch für die Unterseite von Pkw bestätigt, [10]. Daraus folgt ein erhebliches Optimierungspotential der Fahrzeugunterseite, wenn eine Vollverkleidung erreicht werden kann. Jüngste Veröffentlichungen zeigen dieses Potential auf, bspw. [9]. Für das hierin diskutierte Fahrzeug „BMW – The next 100 years“ konnte eine c_W -Verbesserung von 0,01 erreicht werden.

Neben der Widerstandsauswirkung wird auch der aerodynamische Auftrieb beeinflusst, vgl. Bild 4. Um dies zu verdeutlichen, wurde eine Serienlimousine mit verschiedenen Unterbodenvarianten beurteilt. Die Widerstandsänderung beträgt mehr als $\Delta c_W = 0,03$ und auch der aerodynamische Auftrieb wird beeinflusst, wodurch mit Auswirkungen auf die Fahreigenschaften zu rechnen ist: Zwischen offenem und mit serienmäßigen Verkleidungen verschlossenem Unterboden beträgt die Auftriebsreduktion mehr als $\Delta c_A = 0,06$. Die Begründung hierfür liefert Bild 5.

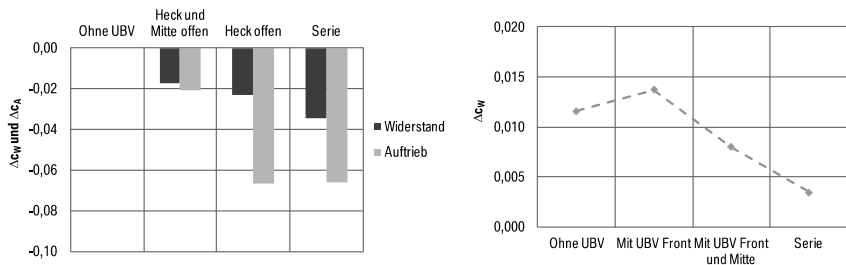


Bild 4: Auswirkung verschiedener Schließungsgrad am Unterboden einer Stufenhecklimousine auf Luftwiderstand und Auftrieb (links); Luftwiderstand der Hinterachse (rechts); ausgedrückt als dimensionslose Beiwerte

Die Schnitte auf der rechten Bildseite zeigen die Totaldruckverteilung. Der Totaldruckbeiwert $c_{p,tot}$ ist definiert als

$$c_{p,tot} = \frac{p_x + \frac{\rho}{2} v_x^2 - p_\infty}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2}. \quad (3)$$

Der Totaldruck und sein Beiwert sind ein Maß für den Energiegehalt der Strömung. Je niedriger der Totaldruck, desto mehr Verluste hat die Strömung erfahren. Im Bild ist zu sehen, dass die Strömung ohne Unterbodenabdeckung mehr Verluste erfährt als mit Serienabdeckung (Markierung 1). Das Bild zeigt aber auch, dass durch die verbesserte Strömungsführung entlang der Unterseite der Aufstau an den Hinterachsbauteilen schwächer ist und hier nun geringere Verluste entstehen (Markierung 2). Dies führt zu der in Bild 4 gezeigten abnehmenden Widerstandskraft der Hinterachse bei vergrößertem Schließungsgrad.

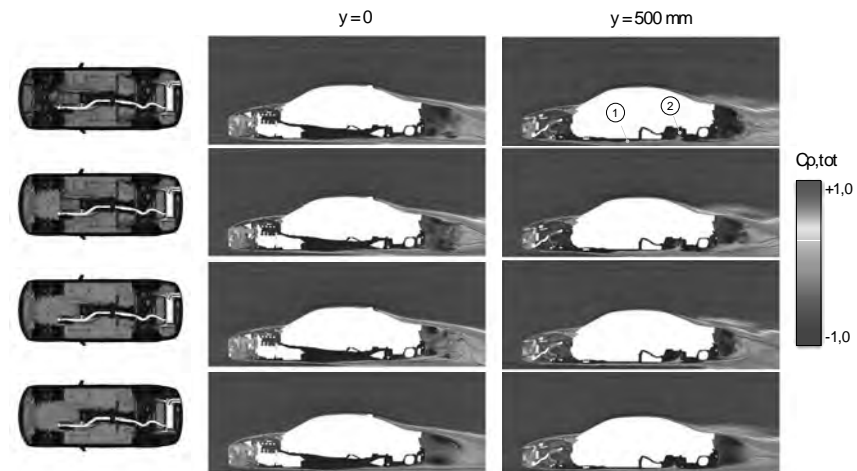


Bild 5: Untersuchte Unterbodenvarianten an einer Stufenhecklimousine (links) und die resultierenden Strömungsfeldtopologien, dargestellt durch die Totaldruckverteilungen in zwei Schnittebenen und durch Stromlinien.

Aerodynamische Empfehlung für zukünftige Hinterachskonzepte ist es also, stärker als heute zu kapseln um eine strömungsgünstige großflächige Abdeckung zu ermöglichen und damit den verbleibenden Widerstand der Hinterachse und auch des Hinterwagens weiter zu reduzieren.

3. Fahrniveau

Die Literatur weist bereits auf den Einfluss des Fahrbahnabstands der Karosserie auf den Luftwiderstand hin, bspw. [5] und [9]. Ursächlich ist vor allem der bereits erwähnte große Widerstandsanteil der Räder. Je tiefer die Karosserie positioniert ist, desto besser werden insbesondere die Vorderräder abgeschirmt und damit deren Widerstandsbeitrag verkleinert.

In einer Reihe von Windkanalmessungen wurden 13 verschiedene BMW- und Wettbewerbsfahrzeuge bei verschiedenen Bodenabständen vermessen. Der Bodenabstand wurde durch unterschiedliche Beladungen realisiert. Es zeigte sich ein sehr einheitliches Bild. Eine Absenkung von 10 mm führt zu einer Verbesserung des Luftwiderstandsprodukts $c_{w,A}$ von 0,005 bis 0,012. Diese Werte können erfahrungsgemäß meist bis in Bereiche von 20 bis 25 mm Bodenabstand linear extrapoliert werden. Es besteht mithin also ein erhebliches c_w - und damit CO_2 -Potential durch tieferliegende oder adaptiv absenkbare Fahrwerke.

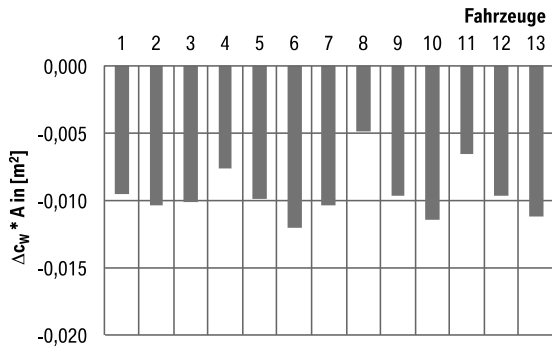


Bild 6: Auswirkung einer Fahrwerksabsenkung um 10 mm auf das Luftwiderstandsprodukt $c_w \cdot A$, ermittelt aus einer Stichprobe von 13 BMW- und Wettbewerbsfahrzeugen

4. Räder

Häufig existiert im Räderangebot der Fahrzeughersteller ein besonders aerodynamisch optimiertes Rad. Alle übrigen Komplettträder weisen üblicherweise schlechtere aerodynamische Eigenschaften auf, wobei lange Zeit nicht erforscht war, welches die besonders sensiblen geometrischen Parameter sind. Relevant sind:

- Geometrische Reifenparameter und deren Auswirkung auf den c_w -Wert
- Geometrische Felgenparameter und deren Auswirkung auf den c_w -Wert
- Geometrische Felgenparameter und deren Auswirkung auf den rotatorischen aerodynamischen Widerstand (i. e. Ventilationswiderstand)

In den vergangenen Jahren sind sowohl für Reifen (Schnepf [3] und [4], sowie Wittmeier [12]) als auch für Felgen (Link [2], Schnepf [3] und Schütz et al. [10]) einige Studien hierzu angefertigt worden.

Der rotatorische aerodynamische Widerstand ist normalerweise nicht im c_w -Wert enthalten und wurde jüngst von Link [2] ausführlich analysiert. An dieser Stelle soll dies nicht vertieft werden. Für den Reifen konnte vor allem die tatsächliche Reifenbreite als besonders wirkungsstark identifiziert werden. Schnepf beobachtete eine c_w -Verschlechterung von 0,009 für eine Vergrößerung der Reifenbreite um 6 mm, Wittmeiers Untersuchungen bestätigen diese Ergebnisse. Zusätzlich konnte Wittmeier auch den verschlechternden Einfluss einer erhabenen Beschriftung und einer eckigen Felgenschutzkante nachweisen. Der Einfluss des Reifenprofils jedoch ist demnach gering und aus der bei ihm zusammengefassten, weiterführenden Literatur uneinheitlich.

An dieser Stelle sollen über Link [2], Schnepf [3] und Schütz et al. [10] hinaus einige Zahlenwerte für ausgeführte Felgen geliefert werden. Häufig werden für jeden Fahrzeugtyp drei oder vier Felgendurchmesser angeboten. Aus der zitierten Literatur ist bereits bekannt, dass Felgenöffnungsfläche und Schüsselung besonders einflussreich sind, beide Maße sind vor allem bei großen Felgen groß. Bild 7 zeigt die Bandbreite der c_W -Veränderung beim Durchmesser-sprung um ein, zwei oder drei Zoll, relativ zum c_W -Wert der besten unter den angebotenen Felgen. Ausgewertet wurden 104 Serienfelgen aus fünf Fahrzeugtypen.

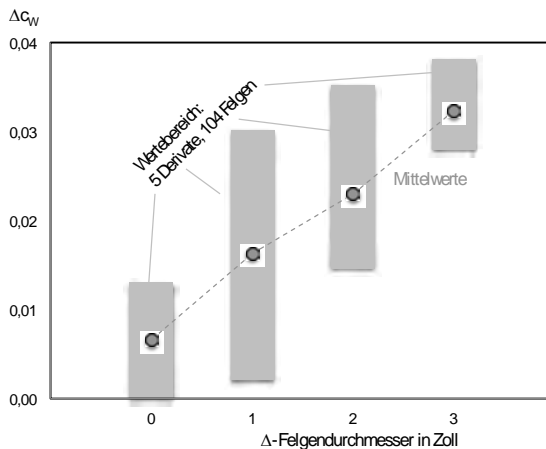


Bild 7: c_W -Wert-Veränderung bezogen auf das beste Rad; statistische Auswertung von 104 Serienrädern aus vier Felgendurchmessergruppen verschiedener BMW-Derivate

Das Ergebnis zeigt zum einen, dass innerhalb einer Felgendurchmesserklasse Streuungen von $\Delta c_W > 0,02$ auftreten und zum anderen, dass manche der besonders großen Felgen um $\Delta c_W > 0,035$ schlechter sind, als die Bezugsfelge. Die Mittelwerte über alle vier Klassen liegen um $\Delta c_W = 0,025$ auseinander. Die Zahlen bestätigen, dass die Rädernaerodynamik in größtem Maße die CO_2 -Emissionen beeinflussen: $\Delta c_W = 0,025$ entspricht ca. 3 g CO_2 pro km unter WLTP-Bedingungen. Das ist vor allem bemerkenswert, weil der Fokus der Rädergestaltung zur Verringerung der CO_2 -Emissionen bislang dem Leichtbau galt

5. Bremse

Die Bedeutung des konvektiven Wärmeübergangs für die Bremsenkühlung wurde vielfach behandelt, so z. B. in [6], und ebenfalls, dass eine negative Auswirkung der Bremsenkühlung auf

den Luftwiderstand zu erwarten ist, [7]. Ein Widerstandsanstieg entsteht durch drei Mechanismen:

- Ablösungen und infolge dessen Verwirbelungen und Strömungsverluste bei der Umströmung der Bremsanlage
- Impulsverluste in Anströmrichtung durch Strömungsumlenkung in laterale Richtung
- Störung der Radumströmung insbesondere auf der Rädernaußenseite durch die Rad-durchströmung (Strömungsinterferenz).

Die Vorderradbremse steht bei alldem im Vordergrund der Analysen, zum einen, weil sie den Großteil der Bremsenergie umsetzt und zum anderen, weil bei ihrer Anströmung deutlich mehr Widerstand entsteht als an der Hinterachse. Letzteres ist durch die Schräganströmung der Vorderräder aufgrund der Verdrängungsströmung am Vorderwagen begründet.

Die Anströmung der Bremsanlage vorne ist bei einer luftwiderstandsgünstigen Gestaltung mehr oder weniger zufällig. Reicht hiermit der konvektive Wärmeübergang nicht aus, können Maßnahmen zur Verbesserung des Wärmeübergangs getroffen werden. Zu nennen sind optimierte Kühlkanäle in der Bremsscheibe und auch gezielte Luftförderung zur Bremsanlage durch karosserie- (1) oder achsfeste Maßnahmen. Während scheibeninterne Optimierungen i. d. R. keine Auswirkung auf den Luftwiderstand haben, führt eine gezielte Strömungsumlenkung (2) zur Bremsanlage (3) nach Erfahrungen des Autors zu einer c_W -Verschlechterung von 0 bis 0,007, je nach umgelenktem Luftmassenstrom, vgl. auch [6] und [7].



Bild 8: Maßnahmen zur Steigerung des konvektiven Wärmeübergangs einer Bremsanlage: Innenbelüftung der Bremsscheibe und achsfestes Luftleitelement (links, [1]), karosserie-fester Kühlluftschacht (rechts)

6. Literatur

- [1] Eichhorn, U.; Gies, S.; Layfield, J.; Rischbieter, F.: Fahrzeugtechnische Anforderungen. In: Breuer, B.; Bill, K. H.: Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrodynamik. 4. Auflage. Springer Vieweg, Wiesbaden 2012, ISBN 978-3-8348-1796-9.
- [2] Link, A.: Analyse, Messung und Optimierung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern. FAT-Schriftenreihe Nr. 291, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e. V., 2016.
- [3] Schnepf, B.: Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Umströmung eines Pkw-Rades in Simulation und Experiment. Dissertation Technische Universität München, 2016.
- [4] Schnepf, B.; Schütz, T.; Indinger, T.: Further Investigations on the Flow Around a Rotating, Isolated Wheel with Detailed Tread Pattern. SAE-Paper 2015-01-1554, Warrendale, Pa. 2015.
- [5] Schütz, T.: Aerodynamics of Modern Sport Utility Vehicles. MIRA International Vehicle Aerodynamics Conference, 2010.
- [6] Schütz, T.: Cooling Analysis of a Passenger Car Disk Brake. SAE Brake Colloquim, Detroit, 2009. SAE paper 2009-01-3049, Warrendale, Pa. 2014.
- [7] Schütz, T.: Ein Beitrag zur Berechnung der Bremsenkühlung an Kraftfahrzeugen. Dissertation IVK Universität Stuttgart, 2009.
- [8] Schütz, T.: Fahrzeugaerodynamik. Umdruck zur Vorlesung. Technische Universität Darmstadt, Wintersemester 2017/2018.
- [9] Schütz, T.; Klußmann, R.; Neuendorf, R.: Automobile Aerodynamik 2020. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift Ausgabe Nr.: 2016-12.
- [10] Schütz, T.; Krüger, L.; Lentzen, M.: Luftkräfte und deren Beeinflussung an Personenkraftwagen. In: Schütz, T. (Hrsg.): Hucho – Aerodynamik des Automobils. 6. Auflage. Springer Vieweg, Wiesbaden 2013, ISBN 978-3-8348-2316-8.
- [11] Schütz, T.: WLTP – On the increased importance of aerodynamics and impact on development procedures. In: Documentation Volume 1. 16th Stuttgart International Symposium, Stuttgart, 2016.
- [12] Wittmeier, F.: Ein Beitrag zur aerodynamischen Optimierung von Pkw-Reifen. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart. Springer Vieweg, Wiesbaden 2014, ISBN 978-3-658-08807-1.

Straßenklassifizierung und Einzelhindernisdetektion für cloudbasierte vertikale Fahrwerksfunktionen

M.Sc. **Andreas Noll**, I/EF-82, Audi AG, Ingolstadt;
Prof. Dr.-Ing. habil. **Christoph Ament**, Lehrstuhl für Regelungstechnik in der Ingenieurinformatik, Universität Augsburg, Augsburg

Kurzfassung

Im Mittelpunkt dieser Arbeit steht ein echtzeitfähiges Verfahren auf dem Gebiet der vorausschauenden adaptiven (präadaptiv) Fahrwerkregelung im Automobilbereich mit dem Schwerpunkt der Schwarmdatenverarbeitung von Streckendaten zur Fahrbahnprädiktion. Hierzu werden zwei Methoden entwickelt, welche es ermöglichen Einzelhindernisse im Fahrbahnverlauf zu detektieren bzw. den Straßenzustand zu klassifizieren. Ziel ist es, das Fahrzeug als einen Sensor zu verwenden, welcher das Straßenhöhenprofil kontinuierlich schätzt bzw. die Fahrbahneigenschaften bestimmt. Die gewonnen Informationen können zukünftig durch ein globales Serversystem (Car-2-X) allen Fahrzeugen zur Verfügung gestellt werden, sodass diese im Vorfeld von Ereignissen und vor wechselnden Fahrbahnzuständen verschiedene Maßnahmen einleiten können, umso den Fahrkomfort und die Sicherheit weiter zu erhöhen.

1. Einleitung

In heutigen Fahrzeugen kommen bereits viele unterschiedliche geregelte Vertikaldynamiksysteme zum Einsatz [1], die das Fahrverhalten hinsichtlich Fahrkomfort gegenüber passiven Fahrzeugen verbessern. Hierzu gehören Komponenten wie Verstelldämpfer, Luftfederung und eine aktive Wankstabilisierung. Aktuelle Ansätze verwenden darüber hinaus eine Kopplung von bestehenden aktiven Vertikal- und Preview-Systeme (vorausschauende Systeme), welche auf Grundlage von kamera- und laserbasierten Daten prädiktive Streckeninformationen generieren. Alle diese Regelsysteme verfolgen i.d.R. das Ziel der situationsabhängigen Komfort- bzw. Fahrdynamikoptimierung und beschränken sich dabei auf das durch Sensoren erfassbare Fahrzeugumfeld.

Eine weitere Möglichkeit den Fahrkomfort gegenüber den bereits bekannten vorausschauenden Systemen zu verbessern, sind cloudbasierte Fahrwerksfunktion wie bspw. eine präadaptive Dämpfer- bzw. Niveauregulierung [2]. Dabei werden die benötigten Daten durch eine entsprechende Fahrzeug-Server-Schnittstelle (Car-2-X) zur Verfügung gestellt. Durch

die zusätzliche (globale) Informationsquelle lassen sich anschließend bestehende Vertikaldynamiksysteme präadaptiv parametrieren und plausibilisieren. Eine Herausforderung bei solchen Konzepten ist jedoch die Datenerhebung im Fahrzeug. Es ist darauf zu achten, dass die zu übertragenden Informationen möglichst kompakt sind bzw. eine hohe Informationsdichte beinhalten, um Ressourcen zu sparen und eine schnelle Übertragung zu gewährleisten.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein echtzeitfähiges Verfahren zur Straßenklassifizierung und Einzelhindernisdetektion für die in [2] bereits vorgestellten präadaptiven Regelstrategien hergeleitet. Auf diese Weise kann das in [3] aufgezeigte Potential von prädiktiven Straßenzustandsinformationen für adaptive und semi-aktive vertikale Regelsysteme genutzt werden. Die hierfür notwendigen Straßeninformationen können auf Basis der vorangegangenen Untersuchung [4] mit Hilfe eines modellbasierten Straßenbeobachters generiert werden. Das Fahrzeug wird dabei als eine Art Straßenbeobachter betrachtet, mit dessen Hilfe sich das vertikale Straßenhöhenprofil kontinuierlich über den vier Radaufstandspunkten rekonstruieren lässt. Ziel dieser Arbeit ist eine Bewertung der geschätzten Straße in zwei Phasen. Zum einen wird der Straßenzustand nach ISO8608:1995(E) [5] auf Basis der Betrachtung des Frequenzbereichs ermittelt und zum anderen erfolgt die Detektion von Einzelhindernissen im Zeitbereich. Die gesammelten Straßeninformationen von den Fahrzeugen können anschließend im Backend ausgewertet und dem nachfolgenden Verkehr wieder zur Verfügung gestellt werden, sodass auf diese Weise die notwendigen vorausschauenden Straßeninformationen für die präadaptiven Regelstrategien [2] vorliegen und das Potential prädiktiver Streckendaten [3] zur Komfortsteigerung von Fahrzeugen mit geregelten Vertikaldynamiksystemen genutzt werden kann.

2. Straßenbeobachter

Das hier vorgestellte echtzeitfähige Verfahren zur Straßenklassifizierung basiert auf der Auswertung eines kontinuierlichen gemessenen Straßenhöhenprofils. Hierfür soll der bereits in [4] vorgestellte Störgrößenbeobachter verwendet werden, welcher auf Basis eines Fahrzeugmodells die unbekannten Zustände und das Straßenhöhenprofil kontinuierlich über den Radaufstandspunkten schätzt. Der betrachtete Frequenzbereich der geschätzten Höhensignale beträgt dabei ca. 0.5Hz bis 15Hz, was ebenso Einzelhindernisse wie bspw. Tempeschwellen und Schlaglöcher mit einschließt. Obwohl das Straßenhöhenprofil nicht direkt über einen Sensor im Fahrwerk gemessen wird, kann es in einem modellbasierten Beobachter berücksichtigt werden, in dem das Fahrzeugmodell im Zustandsraum, [4]:

$$\begin{cases} \dot{\underline{x}} = \mathbf{A} \cdot \underline{x} + \mathbf{B}_u \cdot \underline{u} + \mathbf{B}_w \cdot \underline{w} \\ \underline{y} = \mathbf{C} \cdot \underline{x} + \mathbf{D}_u \cdot \underline{u} + \mathbf{D}_w \cdot \underline{w} \end{cases} \quad (1)$$

mit der Systemmatrix \mathbf{A} , der Eingangsmatrix \mathbf{B}_u , der Eingangsstörmatrix \mathbf{B}_w sowie der Ausgangsmatrix \mathbf{C} , der Durchgangsmatrix \mathbf{D}_u und Durchgangsstörmatrix \mathbf{D}_w durch ein Störgrößenmodell erweitert wird. Dabei müssen zunächst die Störgrößen $\underline{w} = (z_{h,VL}, z_{h,VR}, z_{h,HL}, z_{h,HR})^T$, welche den Höhenprofilen unter den vier Rädern entsprechen, durch homogene Differentialgleichungen n-ter Ordnung mathematisch beschrieben und anschließend in eine Zustandsraumdarstellung mit der Störmatrix \mathbf{W} und Ausgangsstörmatrix \mathbf{C}_w überführt werden, [4]:

$$\begin{cases} \dot{\underline{x}}_w = \mathbf{W} \cdot \underline{x}_w \\ \underline{w} = \mathbf{C}_w \cdot \underline{x}_w \end{cases} \quad (2)$$

Unter der Annahme des erweiterten Zustandsvektors $\underline{x}_{erw} = (\underline{x}, \underline{x}_w)^T$ ergibt die Zusammenfassung von (1) und (2) anschließend das sogenannte erweiterte Streckenmodell

$$\begin{cases} \dot{\underline{x}}_{erw} = \begin{pmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B}_w \mathbf{C}_w \\ \mathbf{0} & \mathbf{W} \end{pmatrix} \cdot \underline{x}_{erw} + \begin{pmatrix} \mathbf{B}_u \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} \cdot \underline{u} \\ \underline{y} = (\mathbf{C} \quad \mathbf{D}_w \mathbf{C}_w) \cdot \underline{x}_{erw} + (\mathbf{D}_u \quad \mathbf{0}) \cdot \underline{u} \end{cases} \quad (3)$$

wobei der Ausgangsvektor \underline{y} die gesuchten Störgrößen $\underline{w} = (z_{h,VL}, z_{h,VR}, z_{h,HL}, z_{h,HR})^T$ enthält. Die entstehende Struktur entspricht ebenfalls eine Zustandsraumdarstellung, sodass (3) für den Beobachterentwurf verwendet werden kann. Die Beobachtbarkeit des erweiterten Streckenmodells nach (3) wird dabei vorausgesetzt. Einzelheiten zum konkreten Beobachterentwurf eines Kalman-Filters kann bei Bedarf [4] entnommen werden.

3. Eigenschaften von Fahrbahnunebenheiten

Einzelhindernisse stellen eine erste Form der Fahrbahnunebenheit dar. Diese treten beim Überfahren einer Straße in unregelmäßigen Abständen auf und können als kurzzeitige transiente Änderung des Fahrbahnverlaufs aufgefasst werden, welche zu einer impuls- oder sprunghörmigen Fahrzeuganregung führen. Dabei besitzt die Form des Hindernisses einen maßgeblichen Einfluss auf das Fahrzeugschwingverhalten und die Auswirkungen auf die Fahrzeuginsassen. Je nach Anstieg der steigenden und fallenden Flanke sowie die Hindernislänge und -höhe können sowohl der Fahrzeugaufbau (komfortrelevant) als auch die Räder (sicherheitsrelevant) zum Schwingen angeregt werden.

In der Regel weisen die verbleibenden Fahrbahnunebenheiten keine periodischen Unebenheiten auf, sodass regellose bzw. stochastische Fahrbahnunebenheiten den größten Anteil im weiteren Straßenprofil einnehmen. Für die Beschreibung einer solchen stochastischen

Fahrbahnanregung wird in der Literatur häufig die spektrale Unebenheitsdichte $\Phi(\Omega)$ verwendet. Diese beschreibt in Analogie zur spektralen Leistungsdichte eines Signals den Erwartungswert für die quadrierte Amplitude je zugehöriger Frequenz im ortsbezogenen Spektrum, siehe [6] - [9].

Die spektrale Unebenheitsdichte $\Phi(\Omega)$ lässt sich dabei aufgrund von verschiedenen realen Fahrbahnvermessungen [8], [9] und den kaum vorhandenen periodischen Anteil im Straßenhöhenprofil standardisiert durch das Potenzgesetz nach (4) und den Begriffen Welligkeit w der Straße und Unebenheitsmaß Φ_0 zur Bezugswegkreisfrequenz Ω_0 approximieren, siehe [6] - [9]:

$$\Phi(\Omega) = \Phi_0(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w}, \quad \Omega > 0 \quad (4)$$

Der Zusammenhang zwischen der zeit- und wegabhängigen spektralen Unebenheitsdichte der Fahrbahn ergibt sich für konstante Fahrzeuggeschwindigkeiten v wie folgt:

$$\Phi(\omega) = v^{-1} \Phi(\Omega) \quad (5)$$

mit

$$\Omega = \frac{\omega}{v} \quad (6)$$

Betrachtet man (4) in doppel-logarithmischer Darstellung, so ergibt sich eine Gerade, wobei lange Wellenlängen mit großer und kurze Wellenlängen mit kleiner Spektraldichte auftreten, siehe Bild 1.

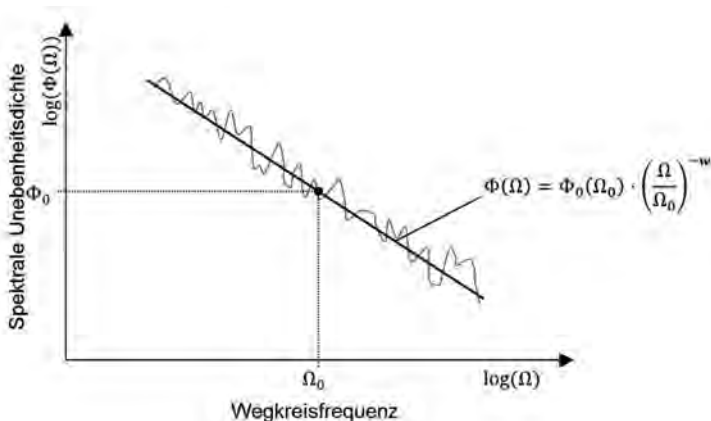


Bild 1: Spektrale Unebenheitsdichte $\Phi(\Omega)$ nach (4) in doppel-logarithmischer Darstellung

Das Unebenheitsmaß $\Phi_0(\Omega_0)$ kann dabei als Offset der Geraden an der Stützstelle Ω_0 angesehen werden. Eine Veränderung führt zu einer parallelen Verschiebung der Funktion und somit zu einem konstanten Änderungsverhalten über dem gesamten Spektrum. Das Unebenheitsmaß $\Phi_0(\Omega_0)$ ist somit, wie der Name bereits sagt, ein Maß für den Unebenheitsgrad der Fahrbahn: je höher der Wert, desto schlechter der Straßenzustand. Die Welligkeit w hingegen ist ein Maß für den Anstieg der Geraden. Eine Veränderung hat eine Drehung der Funktion um den Referenzpunkt (Ω_0, Φ_0) zur Folge, was ein verändertes Spektraldichteverhältnis mit sich bringt. Eine niedrige Welligkeit w führt zu einem ausgewogenen Verhältnis, wohingegen ein hoher Wert zu einem höheren Anteil von langen Wellenlängen im Spektrum nach sich zieht, siehe Bild 1.

4. Online Straßenklassifizierung

Für die Ermittlung des Straßenzustands werden neben dem Ausgangssignal $z_h(t)$ des modellbasierten Straßenbeobachters, welches einen zulässigen Frequenzbereich von $f_{\min} = 0.5\text{Hz}$ bis $f_{\max} = 15\text{Hz}$ aufweist [4], unterschiedliche gefilterte Signale des Straßenhöhen-signals $z_{h,\text{filt}(i)}(t)$ benötigt. Dabei ist das Ergebnis unabhängig davon welches der vier Räder betrachtet wird, solange es sich bei jeder Fahrspur um den gleichen Straßentyp handelt. Die anderen Straßenhöhenprofile können bei Bedarf zur Plausibilisierung genutzt werden. Der Bereich der Auswertung in Straßenlängsrichtung kann ebenfalls variieren. Hierfür lässt sich ein konstantes Wegsegment (bspw. alle 100 – 200m) bzw. Zeitsegment (bspw. alle 5 – 10s) auswerten oder man analysiert zu jeden Rechenzeitpunkt bspw. die letzten 100 – 200m bzw. 5 – 10s. Die Fahrzeuggeschwindigkeit v wird dabei in dem jeweiligen Auswertebereich als konstant angenommen, sodass die Transformation vom Zeit- in den Wegbereich mit Hilfe von (6) erfolgt:

$$\Omega_{\min|\max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f_{\min|\max}}{v} \quad (7)$$

Die Besonderheit bei diesem Verfahren ist, dass nicht die spektrale Unebenheitsdichte nach (4) durch eine aufwendige Frequenzanalyse, welche eine hohe Rechenleistung im Fahrzeug mit sich bringen würde, jedes Mal neu ermittelt wird, sondern der folgende Zusammenhang genutzt wird:

$$z_{h,\text{eff}}^2 = \int \Phi(\Omega) \, d\Omega = \int_{\Omega_{\min}}^{\Omega_{\max}} \Phi_0(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} \, d\Omega \quad (8)$$

Dieser besagt, dass sich aus dem Integral der spektralen Leistungsdichte der quadratische Effektivwert $z_{h,\text{eff}}^2$ vom Straßenhöhenprofil $z_h(t)$ ergibt, siehe Bild 2. Damit ist die Möglichkeit gegeben, den Zusammenhang zwischen Ausgangssignal des Straßenbeobachters und der

spektralen Unebenheitsdichte $\Phi(\Omega)$ direkt aus der statistischen Auswertung des Effektivwerts $z_{h,\text{eff}}$ zu ermitteln

$$z_{h,\text{eff}} = \sqrt{\bar{z}_h^2 + \sigma_h^2} \quad (9)$$

welcher aus dem Mittelwert \bar{z}_h und der Varianz σ_h^2 des Straßenhöhenprofils $z_h(t)$ des jeweils betrachteten Weg-/Zeitsegments resultiert. Die aufwendige Frequenzanalyse des gemessenen Straßenhöhenprofils $z_h(t)$ entfällt auf diese Weise.

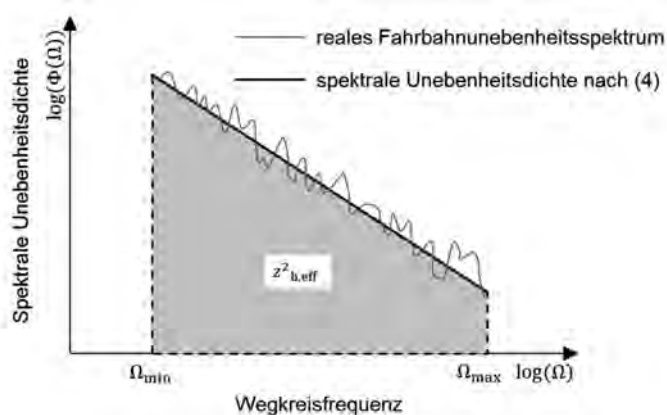


Bild 2: Integral der spektralen Unebenheitsdichte $\Phi(\Omega)$ nach (8)

Da allerdings mit dem Effektivwert $z_{h,\text{eff}}$ vom Straßenhöhenprofil $z_h(t)$ nur eine Aussage über den gesamten Frequenzbereich und nicht über den Anstieg der Geraden bzw. der Welligkeit w getroffen werden kann, siehe (8), muss der betrachtete Frequenzbereich darüber hinaus in mindestens zwei Teile unterteilt werden, siehe Bild 3. Es ist zu erkennen, dass sich die zwei Teile analog durch die quadratischen Effektivwerte $z_{h,\text{filt}(1|2),\text{eff}}^2$ der korrespondierenden gefilterten Straßenhöhenprofile $z_{h,\text{filt}(1|2)}(t)$ mit verschiedenen Bandpassbereichen ermitteln lassen. Somit kann durch das Verhältnis der beiden Flächen die Welligkeit w der gesamten Straße wie folgt berechnet werden:

$$w = -\frac{\log\left(\frac{z_{h,\text{filt}(2),\text{eff}}^2}{z_{h,\text{filt}(1),\text{eff}}^2}\right)}{0.5 \cdot \log\left(\frac{\Omega_{\max}}{\Omega_{\min}}\right)} + 1, \quad \text{für } \Delta_{\log}\Omega_1 = \Delta_{\log}\Omega_2 \quad (10)$$

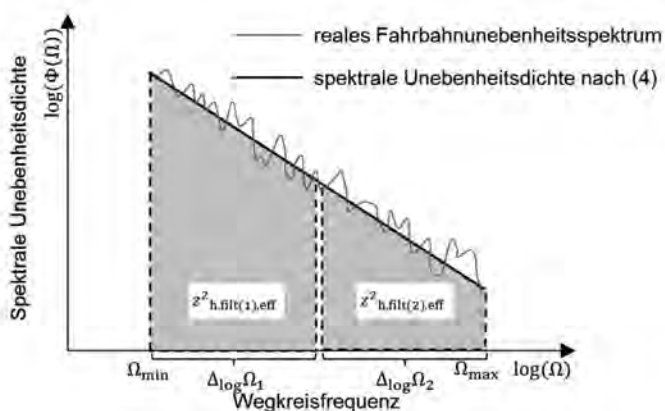


Bild 3: Unterteilung vom Integral der spektralen Unebenheitsdichte $\Phi(\Omega)$ nach (8) in zwei Teilbereiche

Ist die Welligkeit w durch das Flächenverhältnis nach (10) bestimmt, so lässt sich das Unebenheitsmaß $\Phi_0(\Omega_0)$ durch den quadratischen Effektivwert $z_{h,\text{eff}}^2$ vom Straßenhöhenprofil $z_h(t)$ und nach Lösung des Integrals in (8) ermitteln.

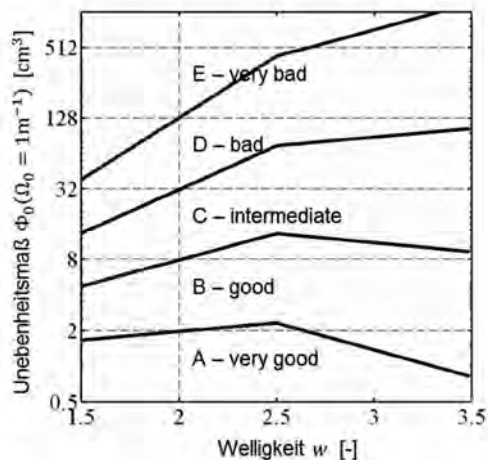


Bild 4: Visualisierung der Klassifizierung vom spektralen Ebenheitsindex [10] im Vergleich zur ISO 8608:1995(E) [5] Klassifizierung (gestrichelte Linien), [11]

Nach der Berechnung der beiden Straßenparameter Welligkeit w und Unebenheitsmaß $\Phi_0(\Omega_0)$ kann zusätzlich eine Klassifizierung nach ISO 8608:1995(E) [5] bzw. auf Basis des spektralen Ebenheitsindex nach [10] vorgenommen werden, umso eine allgemeine Vergleichbarkeit zu schaffen, siehe Bild 4.

Im Nachfolgenden sind die Vorteile der Methode im Überblick nochmal zusammengefasst:

- Durch die unterschiedlichen Filterungsbereiche lässt sich der Straßenzustand, welcher durch die Begriffe der Welligkeit w und Unebenheitsmaß $\Phi_0(\Omega_0)$ definiert ist, ermitteln.
- Eine aufwendige Frequenzanalyse zur Ermittlung der spektralen Leistungsdichte im Fahrzeug entfällt, was Ressourcen und Rechenzeit einspart.
- Eine Straßenkategorisierung nach ISO 8608:1995(E) [5] bzw. auf Basis des spektralen Ebenheitsindex [10] ist ebenfalls möglich, was die weitere Verwendung der Daten in weiteren Bereichen zulässt.
- Eine Reduzierung der Datenmenge bei der Car-2-X Übertragung wird erreicht, da bei diesem Übertragungskonzept nur wenige Werte für einen größeren Streckenabschnitt übermittelt werden, anstatt ein kontinuierlich geschätztes Straßenhöhsignal $z_h(t)$.

5. Online Einzelhindernisdetektion

Um die Einzelhinderniserkennung unabhängig von einem Kamera- bzw. Videosignal zu gestalten, wird an dieser Stelle eine Methode vorgeschlagen die Fahrzeugreaktion beim Überfahren eines Hindernisses auszuwerten bzw. den modellbasierten Straßenbeobachter auf Basis von (3) zu verwenden. Der zulässige Frequenzbereich der geschätzten Straßenhöhsignale $z_h(t)$ beträgt laut [4] ca. $f_{\min} = 0.5\text{Hz}$ bis $f_{\max} = 15\text{Hz}$, was ebenso Einzelhindernisse wie bspw. Tempeschwellen und Schlaglöcher mit einschließt. Die Schätzung eines absoluten (niederfrequenten) Höhenprofils, wie es teilweise von Navigationssystemen zur Verfügung gestellt wird, wird mit diesem Ansatz jedoch nicht angestrebt. Das bedeutet, dass ein Straßenbeobachter zwar Einzelhindernisse abdeckt, jedoch wird aufgrund der zulässigen unteren Grenzfrequenz von $f_{\min} = 0.5\text{Hz}$ die Form des Hindernisses verfälscht, siehe Bild 5, sodass kein Rückschluss auf die „natürliche“ Hindernisform erfolgen kann.

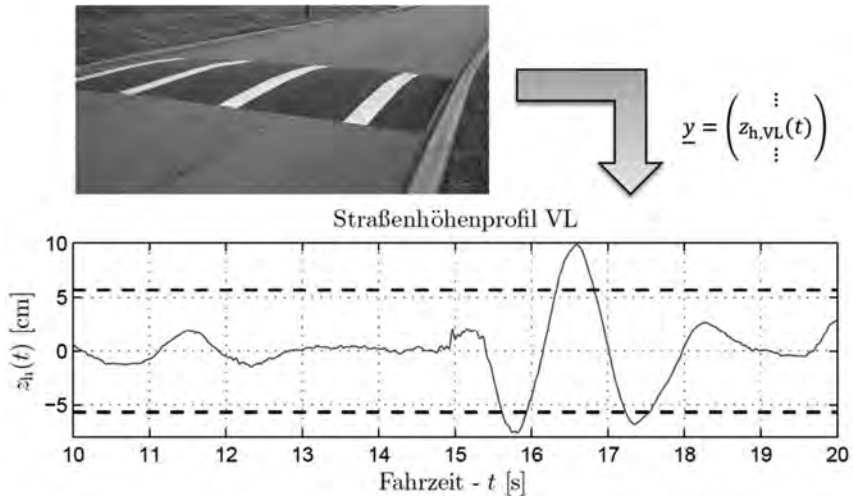


Bild 5: Szenario einer Überfahrt von einem Einzelhindernis inkl. Zeitverlauf vom gefilterten Straßenhöhenprofil $z_h(t)$

Um dieses Problem zu lösen und die korrekte Form des Hindernisses zu erhalten, wird an dieser Stelle ein Verfahren zur Detektion von Einzelhindernissen durch Mehrfach-Filterung des Straßenbeobachtersignals vorgeschlagen. Dabei wird anhand des geschätzten Straßenhöhenprofils $z_h(t)$ die Position des Hindernisses detektiert und aus einem ungefilterten bzw. gering gefilterten Straßenhöhenprofil $z_{h_0}(t)$ ($f_{\min} < 0.5\text{Hz}$) die Form extrahiert. Dieses Vorgehen muss für beide Fahrspuren wiederholt werden, um beidseitige Hindernisse zu detektieren. Die geschätzten Straßenhöhenprofile an der Hinterachse können zur Plausibilisierung genutzt werden. Das Verfahren soll anhand des Beispiels erläutert werden.

Wie anhand des gefilterten Straßenhöhenverlaufs (siehe Bild 5) zu erkennen ist, lässt sich die Form des Hindernisses nicht eindeutig/korrekt aus dem Signalverlauf $z_h(t)$ erkennen. Betrachtet man das Straßenhöhenprofil jedoch im Frequenzbereich von $f_{\min} = 0.05\text{Hz}$ bis $f_{\max} = 15\text{Hz}$ so ist die Form des Hindernisses weniger verfälscht, siehe Bild 6. Das Problem dabei ist, dass das Straßenhöhenprofil vor und hinter dem Hindernis in Bild 6 nicht mehr der Realität entspricht, vgl. Bild 5. Aus diesem Grund können die jeweiligen gefilterten Straßenhöhenprofile in Bild 5 und 6 nicht einzeln ausgewertet, sondern müssen im Verbund betrachtet werden.

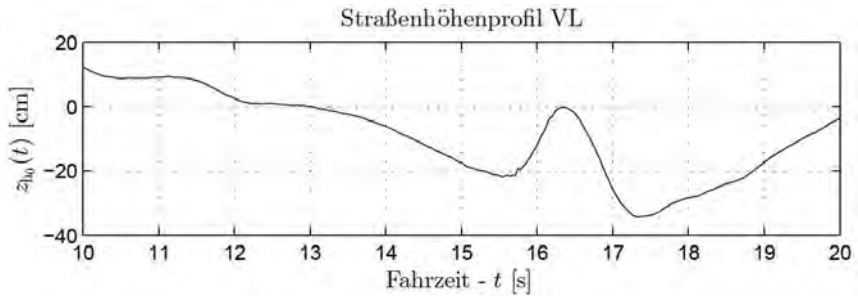


Bild 6: Zeitverlauf vom ungefilterten bzw. gering gefilterten Straßenhöhenprofil $z_{h_0}(t)$

Legt man einen Schwellwert für die Hindernishöhe fest (siehe gestrichelte Linien Bild 5), wobei der Wert auch von der Straßenkategorie nach Abschnitt 4 abhängig sein kann, so lässt sich anhand des gefilterten Straßenhöhenprofils der Anfang und das Ende von dem Hindernis detektieren, siehe Bild 5. Für das ungefilterte bzw. gering gefilterte Straßenhöhenprofil $z_{h_0}(t)$ würde dieses Vorgehen zu Fehldetektionen führen, da das Höhenprofil nicht mittelwertfrei ist, siehe Bild 6.

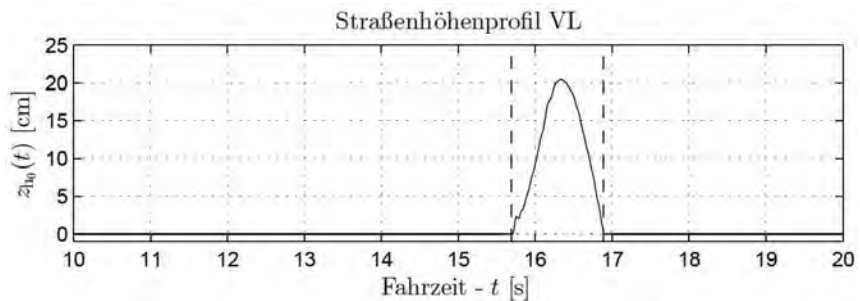


Bild 7: Detektion des Einzelhindernisses durch Mehrfach-Filterung und Nachverarbeitung des ungefilterten bzw. gering gefilterten Straßenhöhenprofils $z_{h_0}(t)$

Ist der Anfang und das Ende vom Hindernis detektiert, so lässt sich der gleiche Bereich aus dem ungefilterten bzw. gering gefilterten Straßenhöhenprofil $z_{h_0}(t)$ extrahieren und durch Offsetkorrektur und Trendkompensation nachverarbeiten. Das Ergebnis kann Bild 7 entnommen werden, wo ebenfalls der Ausschneidebereich dargestellt ist. Auf diese Weise wird das korrekte Hindernisprofil detektiert, wobei die Vorteile beider gefilterten Straßenhöhenprofile ausgenutzt werden.

Die Vorteile welche mit dieser Methode einhergehen sind u.a.:

- Eine exakte Bestimmung der Hindernisform im Fahrbahnverlauf durch Mehrfach-Filterung des Straßenbeobachtersignals.
- Kompensation der frequenzabhängigen Einschränkung, welche mit einem modellbasierten Straßenbeobachter einhergehen.
- Eine Einzelhindernisklassifizierung ist denkbar, was die Verwendung der Daten für weitere cloudbasierte Funktionen (bspw. „Schlaglochwarner“) zulässt.
- Die Verwendung eines modellbasierten Straßenbeobachters ermöglicht eine kamera-unabhängige Einzelhindernisdetektion, was Ressourcen und Rechenzeit einspart und eine Plausibilisierung des Hindernisses durch Auswertung der resultierenden Fahrzeugreaktion ermöglicht.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Der vorliegende Beitrag stellt ein echtzeitfähiges Verfahren zur Detektion von Einzelhindernissen im Fahrbahnverlauf und eine Klassifizierung des Straßenzustands vor. Dabei liegt der Schwerpunkt auf einer echtzeitfähigen und ressourcensparenden Implementierung ohne Verluste der Genauigkeit. Es wurde gezeigt, dass mit Hilfe eines Straßenbeobachters und dessen Auswertung im Weg-/Zeitbereich eine Straßenklassifizierung u.a. nach ISO8608:1995(E) [5] im Fahrzeug möglich ist. Ebenso konnte anhand eines konkreten Beispiels gezeigt werden, wie mit Hilfe einer Mehrfach-Filterung des Ausgangssignals eines Straßenbeobachters eine Einzelhindernisdetektion im Fahrbetrieb realisierbar ist. Zudem wurden die Vorteile der Methoden aufgezeigt und das Potential diskutiert.

Anhand der in diesem Beitrag vorgestellten Verfahren zur Einzelhindernisdetektion im Fahrbahnverlauf und Straßenklassifizierung lassen sich für die Zukunft noch weitere Untersuchungen ableiten:

- Analyse der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse zur Erstellung einer digitalen Straßenzustandskarte in der Cloud.
- Umsetzung eines geschlossenen Regelkreises auf Basis eines präadaptiven Fahrwerkregelkonzeptes (bspw. präadaptive Dämpfer- bzw. Niveauregulierung [2])
- Abschätzung vom Datenaufkommen im Flottenbetrieb und mögliche Einsparpotenziale bei der Datenerhebung.
- Datenfusion bzw. Plausibilisierung mit und von Kamera- bzw. Videosignalen unter Berücksichtigung eines 3D-Laserscanners im Fahrzeug.

Literaturverzeichnis

- [1] Yamamoto, M. ; Hashiguchi, M. ; Nakagawa, S. : *Chassis, Control Systems and Equipment*, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 67-69, 2013-2015.
- [2] Noll, A. ; Ament, C. : Konzeption und Entwicklung eines Preview-Systems zur Verbesserung der Komforteigenschaften und der Reichweiteneffizienz eines Fahrzeugs mit geregelten Vertikaldynamiksystemen auf Basis von Backend-Daten, 32. VDI/VW-Gemeinschaftstagung: Fahrerassistenzsysteme und automatisiertes Fahren, Wolfsburg, 8.-9. November 2016.
- [3] Noll, A. ; Ament, C. : *Potenzialanalyse prädiktiver Streckendaten zur Komfortsteigerung von Fahrzeugen mit geregelten Vertikaldynamiksystemen*, 8. VDI/VDE-Fachtagung AUTOREG 2017: Automatisiertes Fahren und vernetzte Mobilität, Berlin, 5.-6. Juli 2017.
- [4] Noll, A. ; Ament, C. : Accuracy and Robustness of Road Observers with Uncertainties for Reconstruction of the Road Elevation Profile, IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Gothenburg (Sweden), 19.-22. June 2016.
- [5] ISO 8608, *Mechanical Vibration - Road Surface Profiles - Reporting of Measured Data*, International Organization for Standardization, ISO 8608:1995(E), 1995.
- [6] Mitschke, M. ; Wallentowitz, H. : *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 5. Aufl. Springer Vieweg, 2014 (VDI-Buch).
- [7] Zeller, P. : *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch; mit 43 Tabellen*, 2. Aufl. Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ Fachbuch).
- [8] Braun, H. ; Hellenbroich, T. : *Messergebnisse von Straßenunebenheiten*, Unebenheiten von Schiene und Straße als Schwingungsursache, Bd. 877, VDI-Verlag Düsseldorf, 1991, S. 47-80.
- [9] Braun, H. : *Untersuchung von Fahrbahnunebenheiten und Anwendung der Ergebnisse*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1969.
- [10] Braun, H. ; Gerz, U. Sulten, P. : Sammlung und Auswertung von Straßenunebenheiten - Untersuchung und Vergleich verschiedener Messgeräte und Auswerteverfahren auf Eignung zur routinemäßigen Erfassung und Bewertung des Ebenheitszustandes, Forschung Straßenbau und Straßenverkehrstechnik, Bd. 598, 1991.
- [11] Kropác, O. ; Múcka, P. : Classification Scheme for Random Longitudinal Road Unevenness Considering Road Waviness and Vehicle Response, Shock and Vibration 16 (2009), Nr. 3, S. 273-289.

Übertragung rollender Reifeneigenschaften auf einen stationären vertikaldynamischen Achsenprüfstand

Dipl.-Ing. **T. Winkler**, **J. Friederichs**, M.Sc.,

Dipl.-Ing. **D. Wegener**, Univ.-Prof. Dr.-Ing. **L. Eckstein**,

Institut für Kraftfahrzeuge (ika), RWTH Aachen University, Aachen

Kurzfassung

Es wurde eine Methodik entwickelt, mit der simulativ das charakteristische Verhalten eines rollenden Reifens auf den stehenden Zustand auf einem servo-hydraulischen Prüfstand übertragen wird. Mit Hilfe einer statischen Straßenanregungskorrektur und einer entwickelten dynamischen Reifenkorrekturmatrix werden quasi-rollende Anregungssignale für einen vertikaldynamischen Achsenprüfstand erzeugt, ohne das Schwingungssystem bzw. den Prüfstand modifizieren zu müssen.

1. Einleitung

Die Erprobung von aktuellen und neuartigen Fahrzeugkonzepten auf realen Fahrbahnen erfordert einen großen technischen und auch zeitlichen Aufwand. Fahrzeugseitig ist dies nur dann möglich, wenn ein fahrbereiter Prototyp zur Verfügung steht. Straßenseitig ist die Fertigung eines exakten Streckenabschnitts mit den zuvor definierten Eigenschaften und Oberflächenbeschaffenheiten nicht praktikabel. Im Rahmen dieses Forschungsfeldes wurden von der DFG Forschergruppe FOR 2089 „Dauerhafte Straßenbefestigungen für zukünftige Verkehrsbelastungen“ neuartige Modellierungsansätze entwickelt, mit deren Hilfe die Aussage über die Straßen-Reifen-Fahrzeug-Interaktion bei der Untersuchung von Straßenbelastungskollektiven verbessert wird. Aufgrund ihrer hohen statischen und auch dynamischen Radlasten sind die schweren Nutzfahrzeuge maßgeblich für die fahrzeuginduzierten Fahrbahnbelastungen verantwortlich, weshalb in dieser Untersuchung die Nutzfahrzeuge in den Fokus der Betrachtung rücken.

Üblicherweise wird in der Erprobung von Fahrzeugen ein Lastkollektiv auf einer realen Fahrbahn aufgezeichnet. Dieses Lastkollektiv beinhaltet zumeist Informationen über die Rad- und Aufbaubeschleunigung sowie Federwege und seltener auch Radlastdaten. Aktuell können bei

Prüfstandsuntersuchungen die tatsächlichen Unebenheitsanregungen der Straße nicht genutzt werden. Daher werden derzeit mittels iterativer Verfahren synthetische Anregungssignale geschaffen, die die Fahrzeug-Lastkollektive reproduzieren. Während bei PKW-Anwendungen zum Teil Prüfstände mit mehr als 24 Kanälen verwendet werden, ist eine Gesamtfahrzeugerprobung im Nutzfahrzeugsektor mit einer Anregung von 6 Freiheitsgraden pro Rad derzeit technisch nicht umgesetzt.

Mit Hilfe einer neu entwickelten Methodik zur Generierung von Anregungssignalen können, unter Verwendung von hochauflösenden Straßenunebenheitsmessungen in Kombination mit einer generischen Reifenkorrekturmatrix, Anregungssignale für einen servo-hydraulischen Prüfstand erzeugt werden. Diese Korrekturmatrix ermöglicht die Übertragung von Eigenschaften des rollenden Reifens auf den stehenden Zustand. Für diese Methodik wurden FTire Reifenmodelle verwendet, die bei der zunächst rein virtuellen Methodenentwicklung durch die physikalische Modellierung auch Untersuchungen der Reifenaufstandsfläche zulassen. Dabei werden stationäre Zustände sowie transiente und auch erzwungene harmonische Schwingungen in der Methodik berücksichtigt. Dies geschieht in vertikaler sowie horizontaler Anregungsrichtung. Mit Hilfe dieser Übertragungsfunktion können Prüfsignale generiert werden, mit denen realistischere Lasterzeugungen auf einem realen Prüfstand möglich werden.

2. Entwicklung der Übertragungsmethodik

Der Reifen als Bindungselement zwischen Fahrzeug und Straße weist aufgrund seiner komplexen Verbundkörperstruktur und den visko-elastischen Materialeigenschaften [1] eine differenzierte Charakteristik für den rollenden und stehenden Zustand auf. Mit Hilfe der nachfolgend beschriebenen Methodik werden die rollenden Reifeneigenschaften durch ein quasi-rollendes Anregungsprofil für einen servo-hydraulischen Prüfstand adaptiert, indem die rollende Charakteristik auf einen stehenden Reifenzustand übertragen wird. Die Methodik ist schematisch in Bild 1 dargestellt.

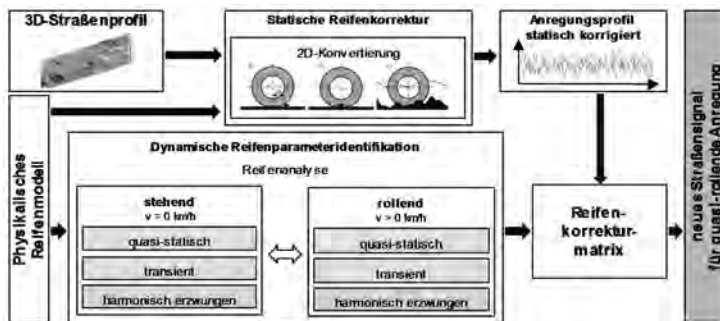


Bild 1: Schematische Darstellung der Methodik

Wie zu erkennen ist, werden als Eingangsgrößen dieser Methodik ein dreidimensionales Straßenunebenheitsprofil sowie ein physikalisches Reifenmodell genutzt. Das Reifenmodell muss in diesem Fall dem Reifen des zu testendem Fahrzeugs entsprechen und auf dessen Eigenschaften parametrisiert sein. Als dreidimensionales Anregungsprofil werden hochauflösende Straßenmodelle verwendet, die sowohl die Makro- (Wellenlängen 0,5 bis 50 mm) als auch Mikrotexturen (Wellenlängen kleiner 0,5 mm) beinhalten [2]. Vorausgehende Untersuchungen haben gezeigt, dass die Modellierungstiefe der Straße einen Einfluss auf das vertikal- und querdynamische Verhalten des Reifens hat [3].

Hochauflösende Straßensignale

Damit auch realistische Fahrbahnoberflächen berücksichtigt werden können, müssen aktuelle Fahrbahnanregungsprofile detaillierter abgebildet werden. Aus diesem Grund wird in [4] eine Methodik aufgezeigt, mit der Texturmessungen von realen Fahrbahnproben in die Simulation überführt werden, vgl. Bild 2.

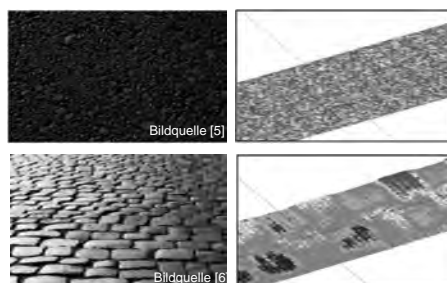


Bild 2: Beispiele hochauflösender Straßenprofile

Zusätzlich zu den Straßenoberflächentexturen werden auch die Fahrbahntopologien (Wellenlängen größer 50 mm) in der Untersuchung berücksichtigt.

Statische Korrektur des Anregungsprofils

Zur Übertragung einer dreidimensionalen Unebenheitsanregung auf das vertikaldynamische Anregungsprofil eines servo-hydraulischen Prüfstands bedarf es einer Konvertierung in ein zweidimensionales Signal. Mit Hilfe eines neuentwickelten, virtuellen Reifenprüfstands wird eine geometrische Filterung durchgeführt, bei der das Reifenmodell auf der abzutastenden Straßenanregung mit einer definierten Geschwindigkeit bei konstanter Radlast simuliert und analysiert wird. Die verschiedenen Hindernisse einer Straße führen durch das Abrollen des Reifens bereits vor dem Erreichen der Latschmitte sowohl zu vertikalen als auch zu horizontalen Anregungen in der Radmitte. Ein Beispiel dazu ist in Bild 3 dargestellt.

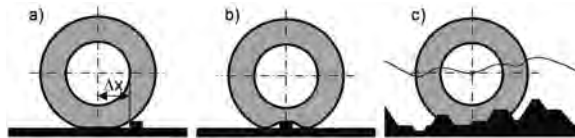


Bild 3: Darstellung des Abtastvermögens eines Luftreifens [7]

Die Bewegung der Radmitte liefert nach der quasi-statischen Überrollung des Straßenprofils ein statisch korrigiertes Signal, welches mit einer nachfolgend definierten Reifenkorrekturmatrix modifiziert wird. Durch diesen Ansatz sind bereits bei der statisch korrigierten Anregungsgenerierung die grundlegenden Eigenschaften, wie beispielsweise die Dimension, die Horizontal- und Vertikalsteifigkeiten in Abhängigkeit des Luftdrucks und die Latschprägungen des Reifens im endgültigen Anregungssignal integriert. Die Abbildung der gewünschten Geschwindigkeit und Radlast erfolgt durch die Anwendung der nachfolgend beschriebenen dynamischen Reifenkorrekturmatrix.

Entwicklung der Reifenkorrekturmatrix

Zur Gestaltung einer dynamischen Reifenkorrekturmatrix, die dazu dient, das dynamische Übertragungsverhalten eines Reifens in ein beliebiges Anregungssignal zu integrieren, wird durch die Analyse der Reifenreaktionen auf verschiedene Anregungsformen und unterschiedlichen Geschwindigkeiten untersucht. Dabei wird zwischen quasi-statischen, transienten und harmonisch-erzwungenen Anregungen unterschieden. Grundsätzlich können dabei zwei verschiedene Anregungspositionen unterschieden werden. Die Anregung kann in der Radmitte

eingbracht werden, jedoch sind dabei Trägheitseffekte der Felgenmasse sowie einer anteiligen Reifenmasse zu berücksichtigen. Des Weiteren kann die Anregung auch durch die Straße bzw. den Radaufstandpunkt erfolgen. Die Straßenanregung kann im Gegensatz zur Realität in einer Simulationsumgebung frei definiert werden.

Die verschiedenen Anregungsformen sowie die Bewertung der entsprechenden Reifenreaktionskräfte, substituiert durch die dynamische Kennwertidentifikation, werden nachfolgend sukzessive erläutert.

Bei der quasi-statischen Anregung erfolgt eine sehr langsame und lineare Einfederung der Radmitte in Richtung der Straße, wodurch es zu einem stetigen Anstieg der vertikalen Reaktionskraft des Reifens kommt. Der Verlauf der Radlast über der Einfederung des Reifens wird an verschiedenen Radlaststufen hinsichtlich der lokalen Steifigkeit analysiert, vgl. Bild 4.

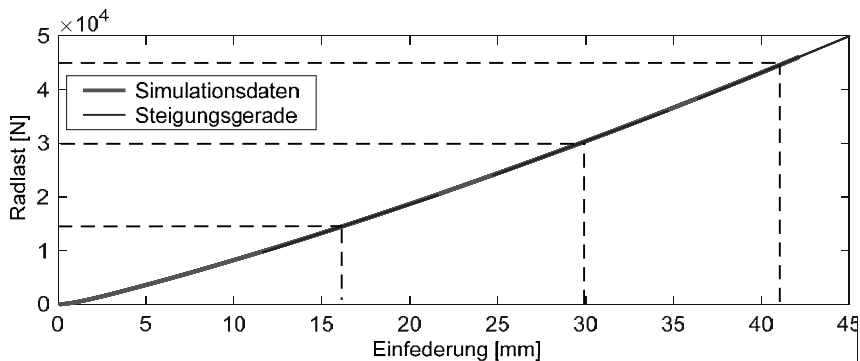


Bild 4: Auswertungsbeispiel einer Simulation mit quasi-statischer Anregung

Die Darstellung zeigt die exemplarische Auswertung der lokalen Steifigkeiten mittels einer Ausgleichsgerade. Da es sich in dem gezeigten Beispiel um einen Nutzfahrzeug-Sattelauflierreifen handelt, werden die lokalen Steifigkeiten entsprechend dem Reifen-Lastindex an den drei dargestellten Radlasten 15 kN, 30 kN und 45 kN ermittelt und entsprechend ihren Randbedingungen (Luftdruck, Radlast, Geschwindigkeit, Anregungsform) in einer Bewertungsmatrix gespeichert.

Neben den quasi-statischen Anregungen, die ein Verhältnis der Steifigkeiten in Abhängigkeit der Rollgeschwindigkeit aufzeigen, werden die transienten Anregungen genutzt, um analog die Dämpfungscharakteristik des Reifens vergleichend analysieren zu können. Dazu werden

unterschiedliche Sprunghöhen definiert, die auf den Reifen aufgeprägt werden. Anschließend wird, wie exemplarisch in Bild 5 dargestellt, der Peak-to-peak-Wert und der Exponent einer angenäherten e-Funktion für die umhüllende Abklingkurve bestimmt.

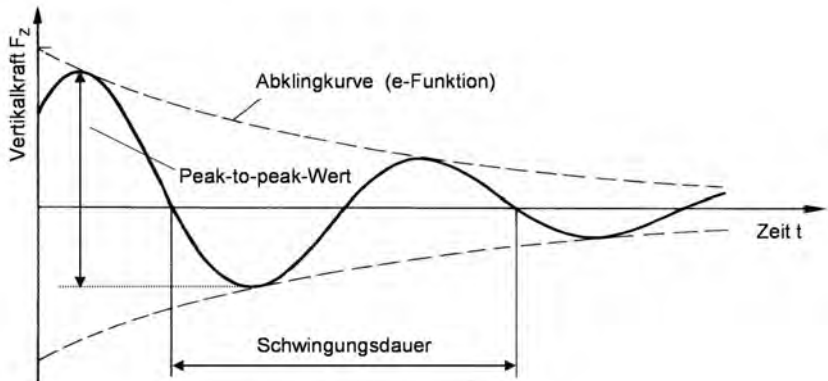


Bild 5: Auswertungsbeispiel einer Simulation mit transienter Anregung

Beide Kennwerte dienen als Vergleichsfaktoren, diese werden auf die Kennwerte derselben Anregung bei stehendem Rad normiert.

Bei den harmoisch-erzwungenen Anregungen wird der Reifen mit sinusförmigen Unebenheits-schwingungen angeregt. Das Arbeitsdiagramm wird zur Charakterisierung dieser Anregungs-form genutzt. Nach [8] wird dabei unterschieden zwischen der realen und imaginären Steifig-keit (siehe Bild 6).

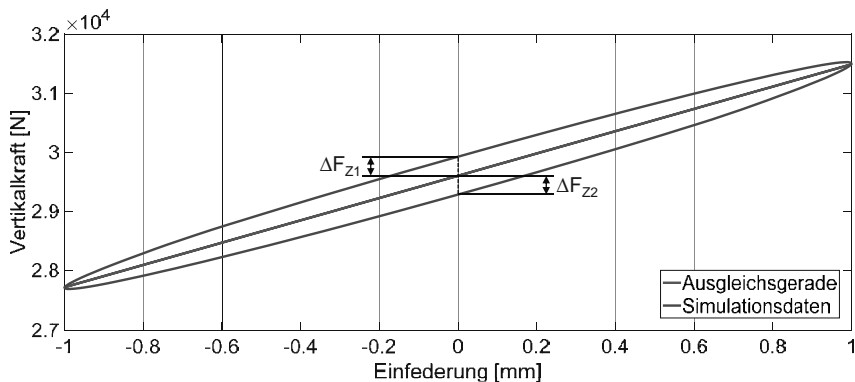


Bild 6: Auswertungsbeispiel einer Simulation mit harmonisch-erzwungener Anregung

Die reale Steifigkeit stellt dabei den Steifigkeitskennwert dar, der aus der Steigung der Ausgleichsgeraden bestimmt wird. Hingegen stellt die imaginäre Steifigkeit einen Dämpfungskennwert dar, der aus der Hysterese des Arbeitsdiagramms ermittelt werden kann. Mit Hilfe der allgemeinen Gleichung für die Dämpfung kann die Kraft F_D aus der Einfederungsgeschwindigkeit v_R und der Dämpfungskonstante k berechnet werden.

Die Dämpfungskonstante wird an der Stelle der Gleichgewichtslage (Einfederung gleich null) bestimmt, damit die Vergleichbarkeit für die verschiedenen Randbedingungen immer gewährleistet werden kann. Somit berechnet sich der Dämpfungskennwert D_R als Quotient der beiden Kräftedifferenzen und der Einfederungsgeschwindigkeit des Reifen in der Gleichgewichtslage.

$$D_R = \frac{(\Delta F_{z1} + \Delta F_{z2})}{2 \cdot v_R}$$

Die dynamischen Reifenkennwerte werden für die unterschiedlichen Anregungsformen entsprechend ihren Randbedingungen zusammengefasst und für die nachfolgend erläuterte Erstellung eines quasi-rollenden Anregungsprofils angewendet.

Erstellung quasi-rollender Anregungsprofile

Das zuvor erwähnte statisch korrigierte, zweidimensionale Anregungssignal wird im Folgenden analysiert und mittels der dynamischen Reifenkorrekturmatrix an ein quasi-rollendes Anregungssignal adaptiert.

Damit die Reifenkorrekturmatrix für eine definierte Geschwindigkeit und Radlast auf das Anregungssignal angewendet werden kann, muss das Ursprungssignal hinsichtlich seiner Amplituden und Frequenzen analysiert werden. Damit dies umgesetzt werden kann, werden die lokalen Maxima und Minima des Wegsignals detektiert. Für die Anwendung der finalen Anregung auf einem servo-hydraulischen Prüfstand wird das Signal auf eine maximale prüfstandsseitige Anregungsfrequenz von 150 Hz begrenzt und entsprechend ausgewertet (siehe Bild 7).

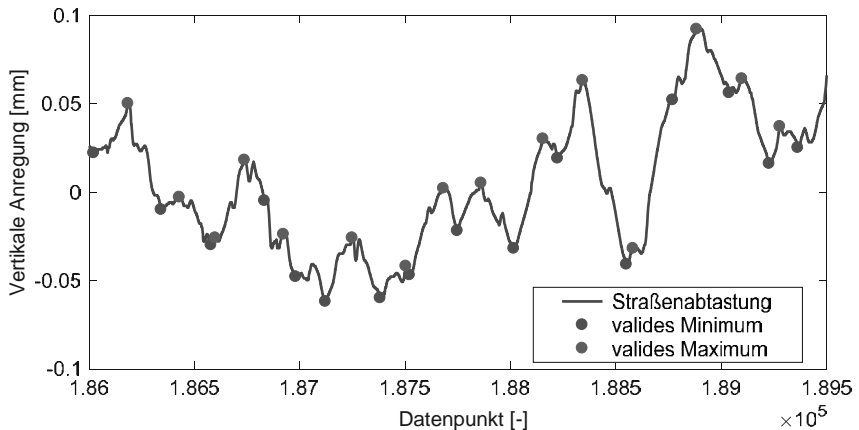


Bild 7: Detektion von Anregungsamplituden

Zusätzlich wird dabei die maximale Verfahrensgeschwindigkeit der hydraulischen Zylinder als prüfstandsseitige Einschränkung berücksichtigt. Die Methodik erlaubt weiterhin, die Randbedingung der Signalanalyse frei zu wählen. So können die Grenzwerte situationsbedingt angepasst werden. Die detektierten validen Extremwerte, die die definierten Randbedingungen berücksichtigen, sind in Bild 7 dargestellt.

Nachdem das statisch korrigierte Anregungssignal auf Basis seiner Extremwerte ausgewertet wurde, können die korrespondierenden Anregungsspektren mittels Reifenkorrekturmatrix auf die jeweilige Amplituden-Frequenz-Kombination adaptiert werden. Zwischensegmente, die durch die definierten Grenzwerte entfernt werden, werden im Folgenden interpoliert. Die Umsetzung kann mit verschiedenen Interpolationsverfahren durchgeführt werden, unter anderem kann linear oder kubisch interpoliert werden. Ein Vergleich dieser Modifikationsinterpolationen ist in Bild 8 dargestellt.

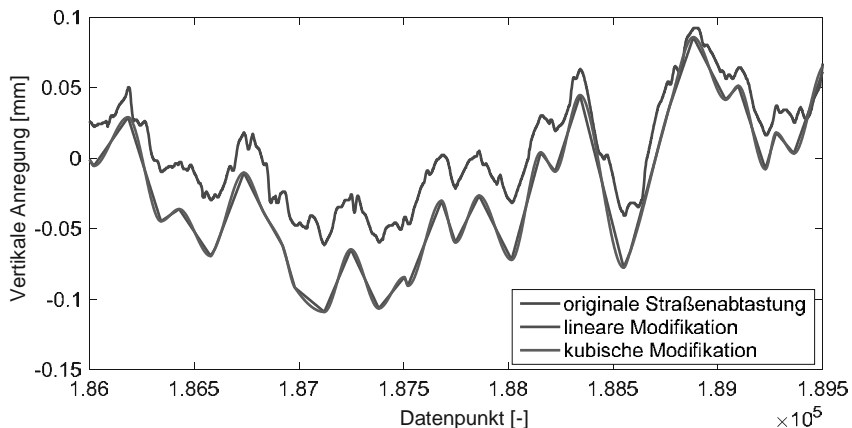


Bild 8: Umsetzung verschiedener Modifikationsinterpolationen

Hier ist die Anwendung der Modifikation mittels Reifenkorrekturmatrix und Zwischensegment-interpolation auf das ursprüngliche Anregungssignal zu erkennen. Die beiden Interpolationsverfahren können für das originale Straßensignal individuell angewendet werden. Dabei ist entscheidend, ob das Signal eher eine Makrotopologie aufweist, wie beispielsweise eine Kopfsteinpflasterstraße, oder einen hohen Mikrotextranteil (Bundesautobahn).

3. Validierung

Zur Validierung der Methodik zur Beschreibung des Übertragungsverhaltens einer rollenden Reifencharakteristik auf das stehende Reifenverhalten wurde ein virtueller Mehrkörper-Achsenprüfstand in der Simulationsumgebung Adams/Car entwickelt. Mit diesem Validierungswerkzeug ist es möglich, eine beliebige Achs-Reifen-Kombination mit definierter Aufbaumasse auf einer Straße fahren zu lassen oder das stehende Rad durch eine Radaufstandsplatte eines virtuellen vertikalen Zylinders anzuregen.

Bei der Validierung werden die Radlasten, die Aufbau- und die Radreaktionen des Systems verglichen, indem die Ergebnisse des eingangs beschriebenen dreidimensionalen Straßenprofils dem generierten quasi-rollenden Anregungssignal gegenübergestellt werden. Bild 9 zeigt einen exemplarischen Vergleich für eine Kopfsteinpflasterüberfahrt.

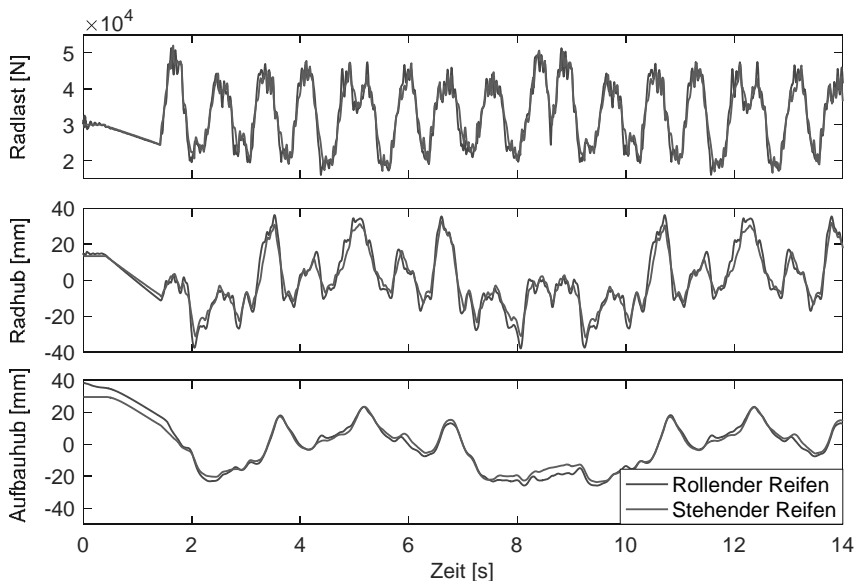


Bild 9: Beispiel einer Kopfsteinpflaster-Simulation

Im gezeigten Beispiel ist zu erkennen, dass mittels des generierten quasi-rollenden Anregungssignals der Radaufstandsplatte die Radlast und der Aufbau- sowie der Radhub der Kopfsteinpflasterüberfahrt eine gute Überdeckung zeigen. Auch reale transiente Einzelhindernisüberfahrten, wie beispielsweise die Überfahrt der nachfolgenden Geometrie einer Fahrbahnübergangskonstruktion (Bild 10), können mit der Methodik umgesetzt werden.

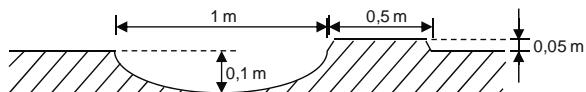


Bild 10: Geometrie einer Fahrbahnübergangskonstruktion [9]

In Bild 11 wird der Radlastverlauf einer Fahrbahnübergangskonstruktionüberfahrt für einen rollenden und für ein modifiziertes Anregungssignal eines stehenden Reifens dargestellt.

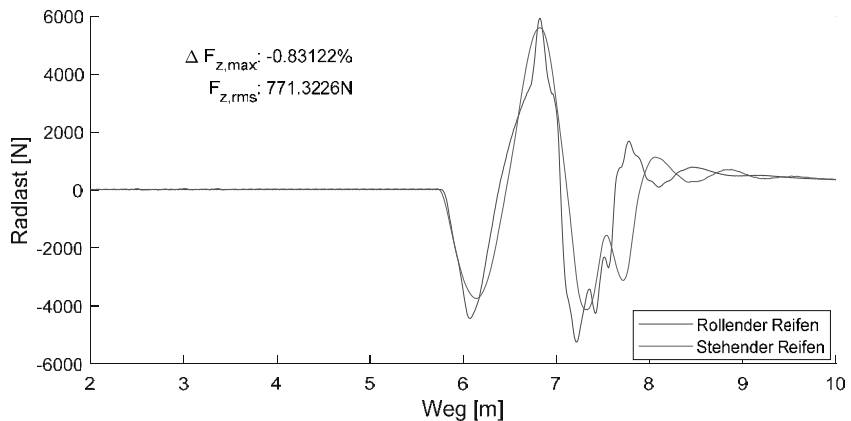


Bild 11: Beispiel einer Fahrbahnübergangskonstruktion-Simulation

Hier ist eine geringe Abweichung von lediglich 0,8 % der maximalen Radlast erkennbar. Das Dämpfungsverhalten wird ebenfalls gut nachgebildet. Es besteht eine gute Übereinstimmung des maximalen Abklingwegs. Mit Hilfe von Gewichtungsfaktoren innerhalb der Methodik ist es möglich, das Abklingverhalten weiter zu optimieren, um auch die gedämpften Amplituden noch besser abzubilden.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Damit das rollenden Reifenverhalten auf die Anregung eines stehenden Reifens übertragen werden kann, wurde eine Methodik entwickelt, die zunächst ein ursprüngliches Straßenanregungsprofil mit Hilfe einer geometrischen Filterung in ein statisch korrigiertes, zweidimensionales Anregungssignal für die spätere Anwendung an einem servo-hydraulischen Achsenprüfstand umwandelt.

Die spezifische Reifencharakteristik im stehenden und rollenden Zustand wurde simulativ mit Hilfe unterschiedlicher Anregungsformen (quasi-statisch, transient und harmonisch-erzwungen) analysiert. Dabei wurden entsprechende charakteristische Reifenkennwerte bestimmt und zu einer Reifenkorrekturmatrix kombiniert.

Nachdem das zweidimensionale Anregungssignal hinsichtlich der enthaltenen Amplituden und Frequenzen analysiert und begrenzt wurde, wurde die dynamische Reifenkorrektur angewendet, um einzelne Anteile des Zylindersignals zu verstärken und andere zu bedämpfen.

Die Validierung der Methodik konnte anhand eines virtuellen Mehrkörper-Achsenprüfstands in der Simulationsumgebung Adams/Car gezeigt werden. Die Ergebnisse einer stehenden Achse auf dynamisch angeregten Radaufstandsplatten wiesen sehr ähnliche Radlasten, Aufbau- und Radreaktionen auf wie dieselbe Achse, die über die ursprüngliche, dreidimensionale Straßenanregung abrollt.

Zukünftig wird die Methodik an einem realen servo-hydraulischem Achsenprüfstand untersucht. Es werden Korrelationen zwischen einzelnen Variationsparametern und deren Effekte auf die resultierenden Achsreaktionen herausgearbeitet. Weiterhin soll mit Hilfe dieser Methodik ermöglicht werden, Regelungsalgorithmen eines aktiven Nutzfahrzeugfahrwerks kostengünstig zu entwickeln und zu bewerten.

5. Literaturangaben

- [1] Heißing, B.; Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag 2011
- [2] Eisenmann, J.; Leykauf, G.: Betonfahrbahnen, 2. Auflage, München: Ernst & Sohn, 2003
- [3] Winkler, T.: Influence of road characteristics on different dynamic tire model simulations, Hannover: Tire Technology Expo 2017
- [4] Winkler, T.: Efficient MBS-modelling of commercial vehicle for vertical dynamics simulations and handling simulations, München: chassis.tech.plus 2016
- [5] N.N.: Much Asphalt, <http://www.muchasphalt.com/market-overview/>, 2017
- [6] Kempf, M.: Abendblatt Berlin, <http://www.abendblatt-berlin.de/2016/10/13/streit-ums-kopfsteinpflaster/>, 2016
- [7] Zegelaar, P.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses, Delft University of Technology Dissertation 1998
- [8] Niemeyer, P.: Konzeption und Inbetriebnahme eines Prüfstands zur Bestimmung dynamischer Reifeneigenschaften am stehenden und rollenden Rad, Institut für Kraftfahrzeuge Aachen, RWTH Aachen Diplomarbeit 2010
- [9] Lachinger, S.: Entwicklung verschleißarmer Fahrbahnübergänge Forschungsprojekt EVAF – Mobile Datenerfassung – Analyse der dynamischen Belastung, Wien: 2014

Validierungskonzept für vertikaldynamische Fahrzeugeigenschaften

Validation Concept for Vertical Dynamic Vehicle Characteristics

M. Viehof, M.Sc., **H. Niemann**, M.Sc., Prof. Dr. rer. nat. **H. Winner**,
Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt;
Dr.-Ing. **M. Kochem**, Adam Opel GmbH, Rüsselsheim

Kurzfassung

Die Validierung ist ein essentieller Bestandteil simulationsbasierter Forschung, da sie der Qualitätssicherung dient. Heute übliche Prozesse weisen Defizite bezüglich des Informationsgehalts, der Anwendbarkeit und des erzielten Vertrauensnachweises auf. Aus diesem Grund wird ein neues Validierungskonzept vorgestellt, das auf der statistischen Qualitätsabsicherung durch die Analyse unterschiedlicher Arbeitspunkte des Simulationsmodells basiert und damit eine grundlegende Aussage über die Eignung der Simulation für einen spezifischen Anwendungszweck ermöglicht. Der systematische und objektive Validierungsprozess wird in einer vertikaldynamischen Validierungsstudie angewendet. Ein neues Bewertungsvorgehen für die prädiktiven Fähigkeiten der Simulation wird definiert. Als Teil der Validierungsstudie wird aufgezeigt, welche Unsicherheit das verwendete Reifenmodell in die Simulation der Reifen-Fahrbahn-Interaktion einbringt.

Abstract

Validation is an essential part of simulation-based research since it is necessary for quality assurance. Today's typical approaches show deficits in information content, in applicability and in the reached proof of confidence. For this reason a new validation concept is introduced. It is based on statistical quality assurance by analyzing different operating points of the simulation model and enables basic information on the simulation's appropriateness for a specific application. The systematical and objective validation process is exercised in a vertical dynamic's simulation study. An evaluation procedure for the predictive capabilities of simulation models is defined. As part of the simulation study the uncertainty that is caused by the tire model in simulation of the interaction of tire and road is identified.

1. Motivation für statistische Modellvalidierung

Simulationsbasierte Untersuchungen gewinnen in der Industrie und in der Forschung stetig an Bedeutung. In der Fahrzeugentwicklung und insbesondere im Anwendungsbereich der Fahrdynamik liegt dieser Trend in der zunehmenden Variantenvielfalt innerhalb der Produktreihen, der steigenden Systemkomplexität und dem Bestreben, Entwicklungskosten zu senken, begründet. Der zuletzt genannte Aspekt bedingt die Reduktion und Effizienzsteigerung des Einsatzes von Prototypfahrzeugen, der besonders kostspielig ist sowie großen Zeit- und Investitionsaufwand erfordert. [1]

Simulationen können Realversuche nur dann verlässlich ersetzen, wenn die Simulationsmodelle für ihren Anwendungszweck legitimiert sind bzw. ein Nachweis für die Repräsentativität der Simulation gegenüber der Realität erbracht ist. Mit diesem Vertrauensnachweis beschäftigt sich die Validierung, die einen Prozess zur Qualitätssicherung von Simulationen darstellt. [2, 3, 4]

Der Stand der Technik und der Praxis zeigt, dass die sorgfältige Validierung heute in weiten Bereichen nicht gegeben ist, was sich in einem häufig auftretenden Misstrauen gegenüber Fahrdynamiksimulationen äußert. Dies ist insbesondere darin zu begründen, dass auf eine Validierung nicht selten gänzlich verzichtet wird, da sie einen Zusatzaufwand darstellt, der für den eigentlichen Simulationszweck nicht erforderlich ist. Denn auch ohne eine Validierung können die gewünschten Ergebnisse aus der Simulation erhoben werden – jedoch ohne Information darüber, wie gut diese Erkenntnisse mit der Realität übereinstimmen und damit, wie belastbar die Aussagen aus der Simulation sind. [2, 4]

Wenn heute ein Vertrauensnachweis durch eine Validierungsstudie erbracht wird, basiert diese in den meisten Fällen auf Vergleichsmessungen eines Fahrzeugs. Das übliche Vorgehen weist hierbei jedoch typischerweise drei Defizite auf: [4]

1. Es wird lediglich ein einziges Fahrzeug für die Validierung herangezogen und mit nur einer Simulationskonfiguration – bestehend aus Modell und Parameterdatensatz – verglichen. Nachteilig hierbei ist, dass Modell- und Datenvalidität, die gleichermaßen die Qualität der Simulation beeinflussen, nicht voneinander getrennt werden können. Dies ermöglicht auch das häufig zur Anwendung kommende Parametertuning, bei dem versucht wird, Simulation und Messung in bessere Übereinstimmung zu bringen, wobei die Parameteranpassungen nicht objektiv begründet werden. Deshalb liefert dieses Vorgehen keine Information darüber, wie gut Messungen und Simulationen eines anderen Fahrzeugs – also bei geänderter Parametrierung des Simulationsmodells – im gleichen Versuch übereinstimmen. Dieses Vorgehen bietet somit kein Potenzial zur Reduktion des Validierungsaufwands und ist deshalb für den Einsatz in der Fahrzeugentwicklung ungeeignet.

2. Die Systematik – insbesondere bezogen auf die Auslegung und Durchführung – der Validierungsstudien ist nicht ausreichend. Wichtige Auslegungskriterien, wie z.B. die Anforderungen, die das Modell zu erfüllen hat, oder die Auswahl der Validierungsversuche sowie der Kenngrößen zur Bewertung, sind oftmals nicht definiert oder begründet.
3. Die Bewertung der Simulationsqualität – d.h. die Entscheidung, ob das Modell als valide deklariert wird – erfolgt zumeist per Augenscheinvalidierung ohne Zuhilfenahme objektiver Kriterien (z.B. Anforderungen an die Genauigkeit, Messwertstreuung, mögliche Einflüsse systematischer Fehler, Parametrierungsunsicherheiten, ...). Wenn Vertrauensintervalle zur Entscheidungsfindung herangezogen werden, sind diese i.d.R. subjektiv festgelegt (z.B. 10 % zulässige Abweichung zur Messung).

Die aufgeführten Defizite des heute üblichen Validierungsvorgehens zeigen, dass der Prozess derzeit nicht die Reife für einen verlässlichen Einsatz in der Produktentwicklung besitzt. Was heute fehlt, ist ein Validierungskonzept, das Informationen über die Simulationsqualität liefert, die sich nicht nur auf ein spezifisches Fahrzeug beziehen. Um durchgängig Simulationen objektiv abzusichern, ist ein Validierungsvorgehen erforderlich, das eine Aussage über die inter- und extrapolativen Fähigkeiten eines Simulationsmodells für seine wiederkehrenden Anwendungen (z.B. bestimmte Fahrmanöver) ermöglicht. Die Inter- und Extrapolierbarkeit bezieht sich auf die Parametrierung des Modells und damit auf die prädiktiven Eigenschaften der Simulation, das Verhalten unterschiedlicher Fahrzeuge vorhersagen zu können. Dies erfordert eine einmalige statistische Bewertung des Modells in unterschiedlichen Arbeitspunkten (unterschiedliche Modellparametrierungen), die über die Betrachtung unterschiedlicher Fahrzeuge bzw. Fahrzeugkonfigurationen hergestellt werden. Der wesentliche Nutzen dieses Vorgehens liegt in einer objektiven Identifikation der Simulationsqualität, die sich aus der statistischen Auswertung der Übereinstimmungsgenauigkeit von Simulation und Messung für die unterschiedlichen Fahrzeuge in der adressierten Anwendung ergibt. In diesem neuen Konzept steckt das Potenzial zur Qualitätssicherung aller Simulationen in den typischen Anwendungen eines Entwicklungsprozesses bei gleichzeitigem Verzicht auf wiederkehrende Vergleiche durch aufwändige Referenzmessungen. Somit werden als Ziele die Qualitätssicherung der Simulation und die Effizienzsteigerung des Entwicklungsprozesses durch weniger Vergleichsmessungen angestrebt. Besonders wichtig ist, dass bei dem neuen Validierungskonzept Systematik, Objektivität und Praktikabilität im Mittelpunkt stehen, um größtmögliche Nachvollziehbarkeit und Akzeptanz zu erzielen.

2. Neues, allgemein anwendbares Validierungskonzept

Bei der Entwicklung bzw. Optimierung des Validierungsprozesses stellt sich zunächst die Frage nach dessen Anforderungen. Abgeleitet aus dem heutigen Stand der Technik, praktischer Erfahrungen und den wissenschaftlichen Erkenntnissen für die Validierung von Simulationen, ergeben sich folgende Qualitätsmerkmale, an denen sich der optimierte Validierungsprozess ausrichtet: [4, 5]

- Anforderungsbezug
- Nachvollziehbarkeit durch Systematik
- Anwendbarkeit
- Durchgängige Objektivität

Bild 1 zeigt den Validierungsprozess, der alle sechs Stufen der Modellvalidierung adressiert und die erforderlichen Teilprozesse in eine logische Abfolge und Verknüpfung bringt.

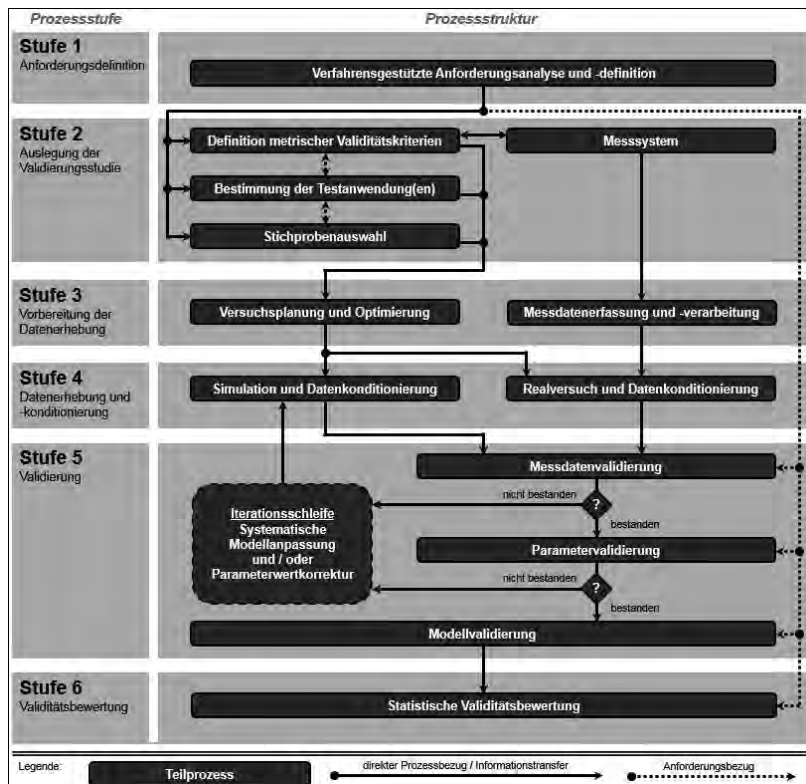


Bild 1: Validierungsprozess nach Viehof

Der aufgeführte Prozess ist ohne Beschränkungen anwendbar in Simulationsdomänen, in denen variierende Systeme gleicher Struktur (Modell), aber unterschiedlicher Varianten und Ausprägungen (Parametrierung) wiederkehrend untersucht werden. Somit ist dieser Prozess prädestiniert für die Fahrdynamiksimulation in der Automobilentwicklung, in der u.a. standardisierte Fahrmanöver, Prüfstandsversuche und Komponententests schon frühzeitig für unterschiedliche Modellvarianten eines Fahrzeugs untersucht werden, bevor erste Versuchsfahrzeuge zur Verfügung stehen. Das Validierungskonzept liefert eine statistisch abgesicherte, objektive Aussage über die Simulationsgüte, die unter Beibehaltung der Modellstruktur und des Parametrierungsprozesses – und damit der Datenvalidität – für die betrachtete Anwendung zu erwarten ist.

Nachfolgend wird der Prozess in einer vertikaldynamischen Validierungsstudie eingesetzt, um die Relevanz der allgemeingültigen Ausführungen aufzuzeigen.

3. Vertikaldynamische Modellvalidierung auf einem Prüfstand



Bild 2: Vierstempelprüfstand¹

Während sich in der Längs- und in der Querdynamik standardisierte Einzelfahrmanöver etabliert haben, um definierte Fahrzeugeigenschaften isoliert, bestmöglich reproduzierbar und objektiv bewerten zu können, haben sich für die Vertikaldynamikanalyse noch keine vergleichbaren Ansätze durchsetzen können. [5 bis 8]

Die Komfortbewertung und Fahrwerksoptimierung erfolgt meist subjektiv durch erfahrene Versuchingenieure. Zur Schwingungsanregung des Fahrzeugs werden im Wesentlichen

¹ Quelle rechts: Modifiziertes Bild aus *IPGMovie* (Visualisierungsprogramm als Teil der Simulationssoftware *CarMaker* der *IPG Automotive GmbH*)

stochastische Fahrbahnen unterschiedlichen Unebenheitsmaßes, Wellenbahnen für niederfrequente Anregungen und Einzelhindernisse überfahren.

Einen Ansatz, vertikaldynamische Analysen und Vergleiche unterschiedlicher Fahrzeuge stärker zu objektivieren und an die Untersuchungsmethoden der Längs- und Querdynamik heranzuführen, bietet der Einsatz von Vierstempelprüfständen, bei denen das Fahrzeug über hydraulisch aktuierte Stempel unter jedem Rad zum Schwingen angeregt wird. Die besonderen Vorteile gegenüber Fahrversuchen sind die präzise Messbarkeit der Weganregung am Radaufstandspunkt, die hohe Reproduzierbarkeit der Anregung und die Möglichkeit analytischer Systemuntersuchungen im regelungs- und schwingungstechnischen Sinne durch Anregungssignale, die einer mathematischen Funktion unterliegen. Zudem lassen sich durch gezielt parallele und gegensinnige Bewegungen der Prüfstandsstempel die Anregungsmoden Heben, Nicken und Wanken weitgehend unabhängig voneinander analysieren. Sinusförmige Anregungen ermöglichen die isolierte Betrachtung definierter Frequenzen und Frequenzintervalle. Zur Validierung ist auch das Simulationsmodell auf einem virtuellen Vierstempelprüfstand zu untersuchen (vgl. Bild 2). Es gilt zu berücksichtigen, welche Abweichungen zum kundenrelevanten Fahrbetrieb vorliegen und welche weiteren Validierungsanforderungen sich hierdurch ggf. ergeben. Die wesentlichen Änderungen gegenüber dem Fahrversuch sind:

- Das Fahrzeug befindet sich im Stillstand. Dies bedingt:
 - Der Reifen hat im Stand andere Schwingungseigenschaften als beim Abrollen. Hierdurch ändert sich das vertikale Übertragungsverhalten des Reifens gegenüber dem praxisrelevanten Fahrzustand.
 - Die Seitenkraftcharakteristik infolge von Spurweitenänderungen beim Ein- und Ausfedern (Radhubkinematik) weicht in der Regel von der eines abrollenden Reifens ab. Das Verhalten auf dem Prüfstand ist abhängig vom Radhub, von der Fahrwerkskinematik und davon, ob die Prüfstandsstempel eine Spurweitenänderung – z.B. durch Verwendung von Schwimmsplatten – zulassen oder nicht.
- Es wirken keine Antriebs- und Bremsenflüsse auf das Fahrwerk, wodurch beispielsweise eine Einflussanalyse von Bremsstützwinkeln und des Anfahrnicksausgleichs ausgeschlossen ist.
- Der Verbrennungsmotor ist ausgeschaltet und stützt somit kein dynamisches Drehmoment gegenüber dem Aufbau ab. Aus diesem Grund unterliegen die Motorlager einer anderen Vorspannung als im Fahrbetrieb, was sich auf die Schwingungscharakteristik des Aufbaus auswirkt.

- Die Weganregungen am Radaufstandspunkt können von Vertikalanregungen im Fahrbetrieb abweichen. Neben der Untersuchung „künstlicher“, mathematischer Wegsignale (z.B. Sinusanregung) können beispielsweise Einzelanregungen auch nur an einer Achse erfolgen, während im normalen Fahrbetrieb Einzelanregungen (z.B. beim Überfahren einer Schwelle) stets an beiden Achsen wirken. Die zeitliche Verzögerung zwischen Vorder- und Hinterachsanregung ist im Fahrbetrieb vom Radstand und der Fahrgeschwindigkeit abhängig.

Auch wenn das zu untersuchende System *Gesamtfahrzeug* bei einer Validierungsstudie auf einem Prüfstand demnach in kundenirrelevanten Betriebspunkten untersucht wird, eignet sich der Vertikaldynamikprüfstand aus den zuvor genannten Vorteilen besonders gut für eine systematische Modellvalidierung unter Anwendung des in Kapitel 2 vorgestellten Prozesses.

4. Anwendung der Validierungsmethode in der Vertikaldynamik-Simulation

Dieses Kapitel gibt Aufschluss über die logische Verknüpfung der Teilprozesse, die zum Einsatz kommenden Objektivierungstechniken sowie die domänenspezifischen Fragestellungen, die sich bei der Transformation des allgemeingültigen Prozesses aus Kapitel 2 auf die spezifische Anwendungsdomäne *Vertikaldynamiksimulation* ergeben.

Die hier betrachtete Validierungsstudie wird auf ein Modell der Fahrdynamik-Simulationssoftware *CarMaker* der Firma *IPG Automotive GmbH* angewendet. Die für die Studie gewählten Modelleigenschaften und -vereinfachungen sind:

- Starrer Aufbau
- Motor aufbaufest (nicht schwingend gelagert)
- Aufbaufedern mit konstanter Steifigkeit
- Dämpfer mit je einer Geschwindigkeit-Kraft-Kennlinie, keine Hysterese, keine hub- und frequenzabhängige Eigenschaftsänderung
- Dämpfer-Anschlagpuffer mit konstanter Steifigkeit
- Kinematik und Elastokinematik basieren auf Kennfeldern
- Magic Formula 6.1-Reifenmodell mit konstanter Steifigkeit und Dämpfung

Die Bedatung des Modells erfolgt über einen vordefinierten Parametrierungsprozess, der sicherstellt, dass die Parametrierungsgenauigkeit (Datenvalidität) unterschiedlicher Fahrzeuge keine großen Streuungen aufweist. Dies ist Grundvoraussetzung für eine statistische Modellvalidierung bei der Daten- und Modellvalidität getrennt werden müssen (vgl. Kapitel 1).

----- Stufe 1: Anforderungsdefinition -----

1. Globale Hauptanforderungen

a. Simulationsaufgabe

Was ist der Zweck der Simulation?² Welche Erkenntnisse sollen aus der Simulation gewonnen werden? Was sind die objektiven, messbaren Ausgangsgrößen der Simulation? Welche Falschaussagen müssen verhindert werden?

b. Genauigkeitsanforderungen

In welcher Form werden die Ergebnisse verwendet? Welche Trennschärfe ist erforderlich?

c. Anwendungsanforderungen

Unter welchen Versuchsbedingungen werden die Erkenntnisse erhoben?

2. Subsystem- und Zusatzanforderungen

a. Systemanalyse

Welche Systemeigenschaften nehmen Einfluss auf die Hauptanforderungen?

b. Schnittstellen zur lokalen Modellbewertung

Welche Schnittstellen zur Bewertung der Simulationsgüte auf Subsystemebene liegen vor?

c. Sonstige Teilanforderungen

Welche Eigenschaften, die nicht unmittelbar die in 1. definierten Hauptanforderungen adressieren, soll die Simulation zusätzlich erfüllen?

3. Statistische Absicherung

a. Parametervariationsbereich

Für welchen Einsatzbereich soll das Modell validiert werden?

b. Grad der statistischen Absicherung

Welchen Umfang darf / soll die Validierungsstudie aufweisen? Dies betrifft die Anzahl der Stichproben, die Granularität der Parametervariationen und die Anzahl der Versuchswiederholungen.

Bild 3: Anforderungsdefinitionsverfahren

² Grundsätzlich können zwei Arten von Hauptanforderungen unterschieden werden: (1) Die Simulation einer spezifischen Anwendung, wodurch der Validierungsversuch bereits definiert wird, (2) die Ermittlung bestimmter Fahrzeugeigenschaften ohne Vorgabe eines spezifischen Versuchs.

Die erste Prozessstufe einer Validierungsstudie ist gleichzeitig auch die wichtigste. Zum einen basieren auf der *Anforderungsdefinition* alle nachfolgenden Prozesse, sodass hier die Basis für ein systematisches Vorgehen geschaffen wird. Zum anderen zeigt die Praxis, dass eine Validierungsstudie nur dann erfolgreich sein kann – das heißt, dass sie Vertrauen in die Simulationsergebnisse vermitteln kann –, wenn der externe Betrachter der Studie bzw. der Nutzer der Simulationsergebnisse explizit und detailliert die Anforderungen, die das Modell zum Bestehen der Validierungsstudie erfüllen muss, mitgeteilt bekommt. Hierbei wird der potenzielle Einsatzbereich des Modells festgelegt. Nur so kann der Anwender objektiv entscheiden, ob die Simulation für seinen Anwendungszweck geeignet ist.

Zur Objektivierung der Anforderungsidentifikation wird ein festes Definitionsverfahren, das auf einem Fragenkatalog basiert, eingeführt. Dieser Fragenkatalog entstammt einer Analyse publizierter [4] und in der Industrie praktizierter Simulationsstudien, wobei die Anwender nach der Ursache möglichen Misstrauens befragt wurden. Aus den daraus identifizierten Mängeln der Anforderungsdefinition ergibt sich das in Bild 3 dokumentierte Definitionsverfahren, das für größtmögliche Transparenz und Verständnis der Validierungsstudie sorgt.

Aus dem Definitionsverfahren ergeben sich für die betrachtete vertikaldynamische Validierungsstudie folgende Anforderungen:

1. Globale Hauptanforderungen

a. Simulationsaufgabe

Der Hauptanwendungszweck der Simulation ist das Treffen einer Aussage über den Fahrkomfort. Grundlage für die Berechnung von Komfortkennwerten liefert die vertikale Aufbaubeschleunigung über der Vorderachse und der Hinterachse. Der relevante Frequenzbereich liegt zwischen 0,8 und 20 Hz.

b. Genauigkeitsanforderungen

Da keine stufenweise Quantifizierung der Komfortkennwerte vorgenommen wird, ergibt sich aus der Verwendung der Simulationsergebnisse kein Maß für die geforderte Trennschärfe der Versuchsausgangswerte. Aus diesem Grund wird die höchste quantitative Qualitätsanforderung an die Simulation gestellt: Die Simulation soll unter Berücksichtigung von Unsicherheiten und Streuungen in Übereinstimmung mit der Messung sein.

c. Anwendungsanforderungen

Die Untersuchung erfordert eine vertikaldynamische Fahrzeuganregung mit Frequenzanteilen zwischen 0,8 Hz und 20 Hz. Die zuverlässige Vergleichbarkeit von Fahrzeugen und die Effizienz der Versuche haben höhere Priorität als kundenrelevante Betriebspunkte. Ein spezifischer Versuch wird nicht vorgegeben.

2. Subsystem- und Zusatzanforderungen

a. Systemanalyse

Die Submodelle Reifen, Feder, Dämpfer, Dämpfer-Anschlagpuffer, Stabilisator, Kinematik und Elastokinematik sowie Aufbau und Zuladung sollen in ihrer Wirkungsweise physikalisch richtig im Modell implementiert sein. Dies bedeutet, dass eine Variation die in der Systemanalyse aufgezeigten Übertragungsstrecken qualitativ richtig beeinflussen soll und dass die Lastfälle der Komponenten quantitativ mit einer maximalen Abweichung von 10 % (ergibt sich aus der Kenntnis typischer Bauteilstreuungen) mit der Messung übereinstimmen sollen. Bild 4 gibt einen Einblick in die Systemanalyse.

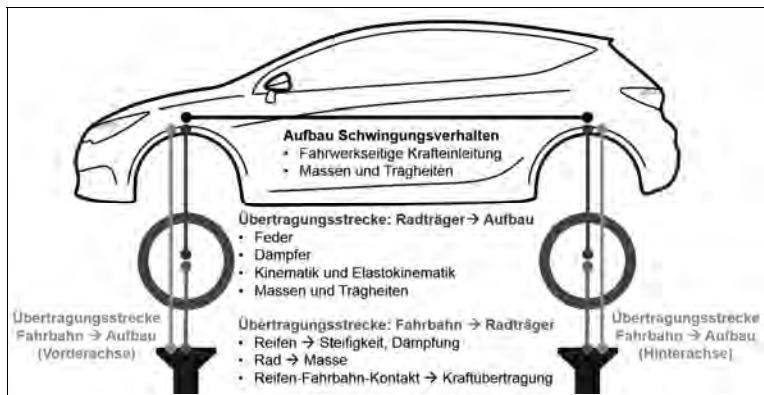


Bild 4: Vertikaldynamische Systemanalyse zur Anforderungsdefinition

b. Schnittstellen zur lokalen Modellbewertung

Tabelle 1: Ein- und Ausgangsgrößen der Submodelle

Submodell	Eingang	Ausgang
Reifen, Rad	Weganregung	Radhub, Radnabenkräfte und -momente
Kinematik	Radhub	Radstellung
Elastokinematik	Radnabenkräfte und -momente	Radstellung
Feder	Federlänge	Federkraft
Dämpfer	Dämpfergeschwindigkeit	Dämpferkraft
Dämpfer-Anschlagpuffer	Dämpferhub	Anschlagpufferkraft
Aufbau	Kräfte	Bewegung

Die Schnittstellen zur lokalen Modellbewertung sind die aus der Submodellanalyse folgenden Ein- und Ausgangsgrößen, die in Tabelle 1 zusammengefasst sind.

c. Sonstige Teilanforderungen

An die Simulationsausgangsgrößen Aufbaueigenfrequenz, Systemdämpfung, Rad-eigenfrequenz werden die gleichen Genauigkeitsanforderungen aus 1 b) gestellt.

4. Statistische Absicherung

a. Parametervariationsbereich

Das Modell soll für die Untersuchung aller Varianten eines Kompaktwagens abgesichert werden. Die Spreizung der Bauteile innerhalb der Baureihe definiert den Parametervariationsbereich.

b. Grad der statistischen Absicherung

Versuchsstreuungen sollen statistisch belastbar nach den in der Industrie gültigen Standards und Regeln identifiziert werden. Je Variationsparameter am Fahrzeug sollen mind. 3 Stützstellen im Parameterraum untersucht werden.

----- Stufe 2: Auslegung der Validierungsstudie -----

Entsprechend Bild 1 müssen in dieser Prozessstufe (1) die metrischen Validitätskriterien, (2) die Validierungsversuche und (3) die zu untersuchenden Stichproben für die statistische Absicherung festgelegt werden.

(1) Die *metrischen Validitätskriterien* werden unmittelbar aus den in Stufe 1 festgelegten Anforderungen abgeleitet. Zur Untersuchung der Hauptanforderungen muss in der betrachteten Validierungsstudie die vertikale Aufbaubeschleunigung erfasst werden. Da ein direkter Vergleich von Kurvenverläufen in einem objektiven Validierungsvorgehen nicht möglich ist, müssen Kennwerte erzeugt werden. Grundsätzlich können Kurvenverläufe hinsichtlich ihrer Korrelation analysiert werden. Der Korrelationskoeffizient gibt allerdings keine Auskunft darüber, in welchen Bereichen etwaige Abweichungen vorliegen. Aus diesem Grund und vor dem Hintergrund, dass der Hauptanwendungszweck die Komfortsimulation ist, wird der Frequenzgang durch die Betrachtung der Oktaveffektivwerte analysiert. Lennert [9] und Claus [10, 11] haben diese Kennwerte für die Objektivierung und Analyse des Fahrkomforts eingeführt und angewendet. Sie liefern eine gegenüber kleinen Frequenzverschiebungen robuste Aussage über die frequenzabhängige Aufbaubeschleunigung. Für die Betrachtung der Teilanforderungen werden die Ein- und Ausgangsgrößen aus Tabelle 1 herangezogen. Die Festlegung der metrischen Validitätskriterien erfordert stets eine Prüfung der Messbarkeit, was

einerseits die erforderliche Messtechnik definiert, andererseits aber auch unter Berücksichtigung der verfügbaren Messtechnik erfolgen muss. Hier müssen in der praktischen Durchführung der Validierung ggf. Kompromisse eingegangen werden. Die Anforderungsdefinition hat für die durchgeführte Vertikaldynamikstudie zu dem in Bild 5 gezeigten Messtechnikset-up geführt. Die wesentlichen Bestandteile sind: Aufbau-Inertialmesseinheit, Federwegsensoren, Dämpferkraftsensoren, dreiaxiale Radträgerbeschleunigungssensoren, Messfelgen, Wegsensoren der Prüfstandsstempel.

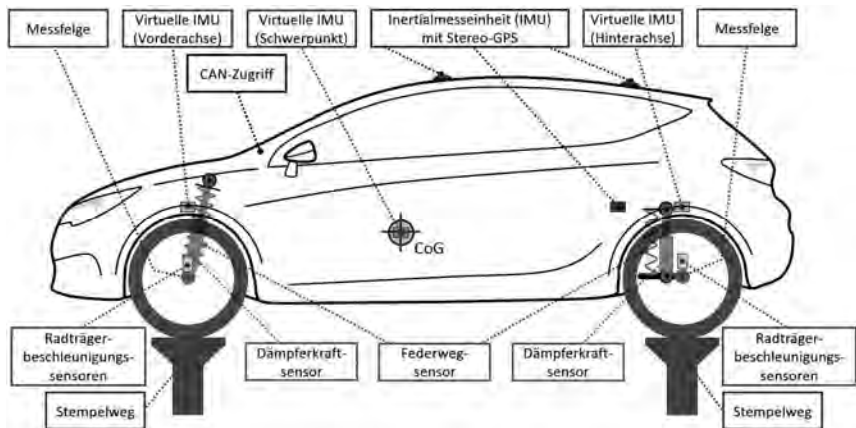


Bild 5: Messtechnik im Versuchsfahrzeug

(2) Sofern sich der *Validierungsversuch* nicht direkt aus der Hauptanforderung ergibt, muss ein Auswahlprozess erfolgen. In der Industrie besteht häufig ein Katalog möglicher Fahr- und Prüfstandsversuche. Eine objektive Auswahl des bestgeeigneten Versuchs erfolgt unter Berücksichtigung der Anwendungsanforderungen und der gewählten metrischen Validitätskriterien. Für die betrachtete Studie erfüllt der Versuch auf dem Vierstempel-Gesamtfahrzeugprüfstand alle Anforderungen. Der Auswahlprozess für das Anregungsprofil (Stempelbewegung) führt zu einem frequenzexponentiellen Gleitsinus. Dabei handelt es sich um eine sinusförmige Anregung, deren Frequenz exponentiell über der Gesamtdauer von vier Minuten von 0,8 Hz auf 25 Hz ansteigt, während die Wegamplitude derart reduziert wird, dass die Geschwindigkeitsamplitude über die gesamte Anregung konstant ist. [5]

Für die Analyse der Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf kundenrelevante Betriebspunkte (Fahrbetrieb) müsste mindestens ein zusätzlicher Validierungsversuch hinzugefügt werden. Die Legitimation der zuvor definierten metrischen Validitätskriterien muss untersucht werden.

Sie betrifft die Robustheit der Erfassung im gewählten Validierungsversuch. So wird beispielsweise für die betrachtete Studie analysiert, ob die Aufbaueigenfrequenz aus einem ausgeprägten Maximum in der Übertragungsfunktion *Stempelanregung* → *Aufbaubewegung* hervorgeht. Wäre dies nicht der Fall, müsste eine Anpassung des Validierungsversuches vorgenommen oder ein alternatives metrisches Validitätskriterium ausgewählt werden.

(3) Die *Stichprobenauswahl* dient der Festlegung, welche Fahrzeugvarianten oder Fahrzeuge für die statistische Absicherung des Modells in Frage kommen. Hierbei sind in der Praxis mehrere Randbedingungen zu berücksichtigen:

- Zeitlicher Aufwand der Validierungsstudie
- Geforderter Parametervariationsbereich
- Aufwand messtechnischer Fahrzeugausrüstung
- Möglichkeit der Eigenschaftsänderung am Versuchsfahrzeug

An diesem Punkt stellt sich die Frage, ob es sinnvoller ist, unterschiedliche Fahrzeuge oder ein Fahrzeug, an dem Eigenschaftsänderungen vorgenommen werden, heranzuziehen. Da in der betrachteten Studie lediglich eine statistische Absicherung für eine Fahrzeugreihe erfolgen soll, wird aus Effizienzgründen die zweite Variante gewählt. Die Eigenschaftsänderung an einem Fahrzeug bietet gegenüber der Studie mit unterschiedlichen Fahrzeugen einige Vorteile:

- Eine aufwändige Messtechnik-Umrüstung von Fahrzeug zu Fahrzeug ist nicht erforderlich. Die Messtechnik (insbesondere das Aufzeichnungssystem) verbleibt im gleichen Fahrzeug. Ggf. müssen einzelne Sensoren getauscht oder an der getauschten Komponente neu appliziert werden.
- Der Tausch von Komponenten erfolgt im Vergleich zum Wechsel des Versuchsfahrzeugs aus dem zuvor genannten Grund schneller. Somit können mehr Arbeitspunkte des Modells untersucht werden und die statistische Absicherung wird verbessert.
- Die Parameterdatensätze ändern sich von einer Fahrzeugkonfiguration zur anderen nur an bestimmten Stellen (veränderte Komponenten). Hierdurch können Modell- und Datenvalidität besser voneinander getrennt werden, da Schwankungen der Parametrierungsgenauigkeit unterschiedlicher Fahrzeuge sich nicht auf die Untersuchung auswirken können. Die Eigenschaften der variierten Komponenten können zudem auf Prüfständen im Voraus genau erfasst werden, sodass eine präzise Anpassung der Parameterdatensätze in der Simulation möglich ist.
- Die Analyse des Einflusses einzelner Komponenten auf die Versuchsausgangsgrößen wird durch die isolierte Betrachtung verbessert.

Als Nachteile dieses Vorgehens sind zu nennen, dass die Durchführung bei der Forderung großer Parametervariationsbereiche nicht möglich ist und dass auf diese Weise einige Eigenschaften nicht variiert werden können, die bei einem Wechsel des Fahrzeugs verändert werden (z.B. der Radstand). Deshalb wird vorgeschlagen, für eine umfassendere Absicherung der Validierungsergebnisse beide Variationsmethoden miteinander zu verknüpfen.

Die Auswahl der Stichproben erfolgt über Sensitivitätsanalysen. Anwendung findet das globale Sensitivitätsanalyse-Verfahren eFAST (extended Fourier Amplitude Sensitivity Test), welches besonders effizient ist und sowohl die Haupt- als auch Interaktionseffekte der Variationsparameter identifizieren kann. [5, 12, 13]

Nachdem die möglichen Variationsparameter festgelegt sind, werden diese mittels einer Sensitivitätsanalyse-Software, die mit der Fahrdynamiksimulation verknüpft ist, hinsichtlich ihrer Relevanz untersucht. Die Software untersucht in einer Vorabsimulation, welche der Parametervariationen einen signifikanten Einfluss auf die ausgewählten metrischen Validitätskriterien in dem festgelegten Validierungsversuch aufweisen. Diese Analyse erfordert ein qualitativ richtig arbeitendes Modell, was bei der Verwendung kommerzieller Simulationssoftware i.d.R. gegeben ist, sodass dieses Vorgehen zulässig ist. Falschaussagen an dieser Stelle des Validierungsprozesses verschlechtern nicht das Validierungsergebnis, sondern sorgen im schlechtesten Fall für vereinzelte, nicht aussagekräftige Stichproben, die somit den Versuchsaufwand der Studie etwas erhöhen und ggf. nicht zur statistischen Absicherung beitragen. Die bisherigen Anwendungen des Validierungskonzepts zeigen, dass solche Fehler selten sind und dieser Schritt der Vorabsimulation zur Objektivierung der Entscheidungen zielführend ist.

In der betrachteten Studie werden zunächst aus einem Vertikaldynamik-Ersatzmodell (Zweimassenschwinger) die beeinflussenden Parameter theoretisch abgeleitet. Im nächsten Schritt erfolgt eine Analyse, welche dieser Parameter auch praktisch variiert werden können. Diese werden inkl. der möglichen Verstellbereiche, die aus der Baureihenspreizung resultieren, der Sensitivitätsanalyse zugeführt. Als einflussreichste Parameter ergeben sich dabei die Dämpfer, die Zuladung und die Anregungsamplitude, die im weiteren Verlauf zur Erzeugung der Stichproben herangezogen werden. Die Dämpfer werden zwischen der härtesten und der weichsten Konfiguration, die in der Baureihe zum Einsatz kommt, variiert. Die Aufbaumasse wird vom unbeladenen Zustand bis zum maximal zulässigen Fahrzeuggesamtgewicht verändert. Die Bilder 6 und 7 zeigen zwei Auszüge der Sensitivitätsanalyse. In Bild 6 werden die Unabhängigkeit und die Signifikanz der beiden Variationsparameter Aufbaumasse und Dämpferverstärkungsfaktor bezogen auf die Gesamtsystemdämpfung verdeutlicht. Bild 7 zeigt, dass die beiden Variationsparameter bezogen auf die Aufbaueigenfrequenz eine

gegenseitige Interaktion zeigen. Dies ist darin zu begründen, dass die Zuladungsänderung eine anspruchsvolle – wenn nicht sogar die anspruchsvollste – Parametervariation darstellt, da mit ihr viele weitere Veränderungen einhergehen, wie z.B. Änderungen der Schwerpunktlage, der Standhöhe, der Betriebspunkte von Feder, Dämpfer und Lager, der Radstellung, usw. Aus diesem Grund stellt die richtige Abbildung von Aufbaumasseänderungen eine große Herausforderung für die Simulation dar.

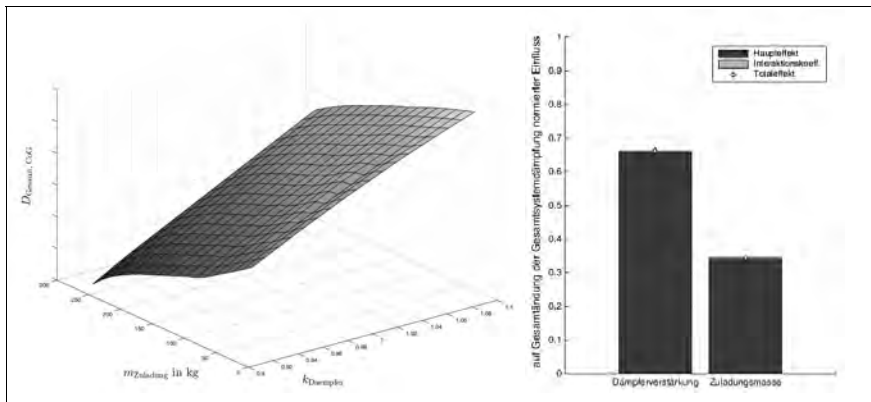


Bild 6: Ergebnis der Sensitivitätsanalyse für die Ausgangsgröße *Gesamtsystemdämpfung*

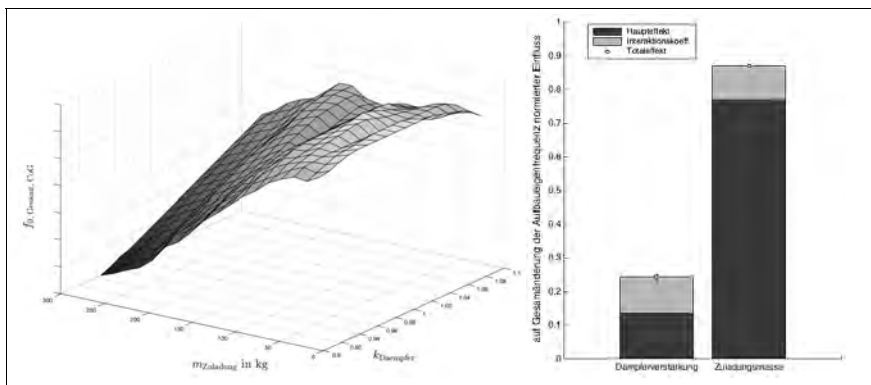


Bild 7: Ergebnis der Sensitivitätsanalyse für die Ausgangsgröße *Aufbaueigenfrequenz*

----- Stufen 3-4: Datenerhebung -----

In den Prozessstufen 3 und 4 wird die Datenerhebung vorbereitet und durchgeführt. Hierzu gehören (1) die statistische Versuchsplanung, (2) die Messdatenerfassung und -verarbeitung sowie (3) die Versuchsdurchführung in Simulation und Praxis.

(1) Nachdem in Stufe 2 die Validierungsversuche und die relevanten Parametervariationen festgelegt wurden, ergibt sich aus deren Kombination zunächst der vollfaktorielle *Versuchsplan*. Für den Fall, dass die praktische Durchführung aus Aufwandsgründen nicht möglich ist, werden bekannte Verfahren der statistischen Versuchsplanung herangezogen, um den Aufwand zu reduzieren, ohne den Informationsgehalt wesentlich zu reduzieren. Da eine beliebige Verstellung der Variationsparameter – in der Versuchsplanung als *Faktoren* bezeichnet – in der Praxis häufig nicht möglich ist, wird vorgeschlagen, sich sogenannter optimaler Versuchspläne zu bedienen, die an das Experiment angepasst werden. Bei der Erstellung ist zwingend die Orthogonalität beizubehalten. Dies bedeutet, dass die Einstellungsmuster der Faktoren voneinander unabhängig sind, was eine Identifikation von Haupteffekten und Interaktionen ermöglicht. Es gibt zur Prüfung eine Reihe von Kontrollverfahren (siehe z.B. [12]). Statistische Aussagen und Versuchsabsicherungen erfordern die mehrfache Durchführung von Versuchen zur objektiven Definition von Vertrauensintervallen. Unter der Annahme einer Gauß'schen Normalverteilung der Versuchsergebnisse werden üblicherweise über den Mittelwert μ und die Standardabweichung σ bzw. die Varianz σ^2 der Wertebereich $\mu \pm \sigma$ definiert, in dem mit einer Wahrscheinlichkeit von 68,3 % der wahre Wert liegt. Möchte man die statistische Sicherheit der Ergebnisangabe erhöhen, wird die doppelte ($\pm 2\sigma \rightarrow 95,5\%$) oder sogar dreifache ($\pm 3\sigma \rightarrow 99,7\%$) Standardabweichung angegeben. Insbesondere für die Anwendbarkeit des vorgestellten Validierungsprozesses ist es wichtig, die Zahl der Versuchswiederholungen so festzulegen, dass sie einerseits praktisch durchführbar ist und andererseits eine statistische Absicherung ermöglicht. Für eine endliche Zahl n von Messungen ist der mittlere Fehler des Mittelwerts $\Delta\bar{x}$ der Messwerte x abhängig von der Streuung s und dem sogenannten t -Faktor: [14, 15]

$$\Delta\bar{x} = t \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} = t \cdot \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

Der t -Faktor korrigiert Messreihen niedriger Versuchsanzahl entsprechend der gewünschten statistischen Sicherheit P . In der Industrie wird häufig eine Sicherheit von $P = 95\%$ gefordert. Das heißt, in dem angegebenen Vertrauensintervall befindet sich der wahre Mittelwert aller n Messung mit 95 % Wahrscheinlichkeit. Für die betrachtete Validierungsstudie wird diese Sicherheit über eine 14-fache Versuchswiederholung und einen t -Faktor von 2,15 erreicht. Ei-

ne geringere Versuchsanzahl mit größerem t -Faktor wird nicht in Erwägung gezogen, da hiermit eine unverhältnismäßige Aufweitung des Konfidenzintervalls verbunden ist, die die Auflösung der Validitätsbewertung deutlich herabsetzt. In der Technik werden üblicherweise für statistische Absicherungen mindestens zehn Stichproben gefordert. [14 bis 17]

(2) Die *Messdatenerfassung und -verarbeitung* adressiert sowohl den Realversuch als auch die Simulation. Das Messsystem für den Realversuch wird an die in Prozessstufe 2 definierten Anforderungen angepasst. In der Simulation wird eine dem realen Messsystem entsprechende Ausgangsgrößenkonfiguration vorgenommen, um vergleichbare Versuchsausgangsgrößen in der Simulation zu gewährleisten. Die Ausgangsgrößen der realen und der virtuellen Sensoren werden einer Datenkonditionierung zugeführt, die die Datensätze basierend auf einer Namens-, Einheiten-, Vorzeichen- und Datenformatkonvention angleicht. Nach der Konditionierung sind Realversuch- und Simulationsergebnisse formal nicht mehr zu unterscheiden. Besondere Bedeutung kommt der Konditionierung hinsichtlich der Angleichung der Abstraten zu. Diese formale Angleichung liefert für die Validierung den Vorteil, dass die Vergleichsdatsätze denselben Versuch-Auswerteskripten zugeführt werden können. Eine Verfälschung der Übereinstimmungsgenauigkeit durch unterschiedliche nachfolgende Datenverarbeitungsschritte und Auswertungen wird damit ausgeschlossen.

Eine notwendige Vorbereitung der Versuchsdurchführung stellt auch die Parametrierung der Simulationsmodelle für die ausgewählten Fahrzeuge bzw. Fahrzeugkonfigurationen dar. Hierfür wird ein einheitliches und standardisiertes Vorgehen vorgeschlagen, damit die Qualitätsunterschiede zwischen den unterschiedlichen Datensätzen möglichst gering sind. Die Plausibilisierung und der Vergleich von Komponentensimulationen mit Komponentenmessungen können zu einer Qualitätsverbesserung beitragen. So sollten für Vertikaldynamiksimulationen die Raderhebungskurven und radhubabhängigen Aufstandskräfte mit Messungen eines Kinematik-Prüfstands abgeglichen werden, um die Datenvalidität zu erhöhen. Die Durchführung von Sensitivitätsanalysen zur Identifikation der Fahrzeugparameter, auf die die metrischen Validitätskriterien besonders sensitiv reagieren, kann zur Optimierung der Parametrierungseffizienz herangezogen werden. Auf diese Weise kann identifiziert werden, welche Parameterwerte besonders genau zu erfassen sind und welche für die Untersuchung vernachlässigt werden können. In der vorliegenden Validierungsstudie wird auf diese Weise z.B. identifiziert, dass der Radhub, bei dem der Dämpfer-Anschlagpuffer zum Einsatz kommt, für die gestellten Simulationsanforderungen von besonderer Bedeutung ist.

(3) Die übereinstimmende *Durchführung der praktischen und der virtuellen Versuche* erfolgt entsprechend der vorherigen Planungs- und Auslegungsprozesse. Werden Open-Loop-Versuche angewendet, wird vorgeschlagen, die Steuergrößen im Realversuch zu messen und der Simulation als Eingangsgrößen zuzuführen. Hierzu werden in der betrachteten Validierungsstudie die Stempelwege gemessen. Bei Closed-Loop-Versuchen ist dieses Vorgehen für den Zweck der Validierung immer zu wählen, um unterschiedliche Einflüsse eines realen Fahrers und eines virtuellen Fahrermodells auszuschließen.

----- Stufen 5-6: Validierung und Bewertung -----

Wie in Kapitel 2 aufgezeigt wurde, unterliegt die Validierung einem mehrstufigen Vorgehen, das drei Qualitätsebenen der Simulation adressiert.

(1) Die *Messdatenvalidierung* dient zunächst einer formalen Prüfung, ob die realen und die virtuellen Sensoren vergleichbare Informationen (Vorzeichen und Einheiten) liefern und ob das Mess- und das Simulationsfahrzeug dem gleichen Lastfall (charakteristische Beanspruchung) unterzogen wurden. Beides sind Grundvoraussetzungen für nachfolgende Vergleiche. Für die automatisierte Durchführung dieses Validierungsschritts ist eine Technik erforderlich, die den Vergleich der Sensorsignale ermöglicht und gleichzeitig den Lastfall charakterisiert. Diese Anforderungen werden durch die kumulative Verteilungsfunktion (engl. CDF, cumulative distribution function) erfüllt. Sie zeigt die kumulierte Häufigkeitsverteilung der Sensorausgangswerte über der Versuchsdauer auf. Sie ist für die Messdatenvalidierung besonders geeignet, weil sie vom minimalen bis zum maximalen Sensorausgangswert verläuft und sie beim Median der Sensorausgangswerte die 50 %-Linie schneidet. Zudem beschreibt ihr Verlauf den Lastfall und die Komponentencharakteristik und sie nimmt keine beliebige Quantifizierung vor, wie es z.B. bei Histogrammen der Fall ist. Für eine regelmäßige und anwenderneutrale Durchführung erfolgt die Erstellung der CDF-Diagramme in einer automatisierten Lastfallanalyse, die die konditionierten Datensätze aus Realversuch und Simulation gleichermaßen verarbeitet.

Bild 8 zeigt beispielhaft die CDF-Diagramme der Kraftsensoren der beiden linken Dämpfer. Für die durchgeführte Validierungsstudie werden aus Versuchen bekannte Eigenschaftsstreuungen als zulässiges Toleranzmaß für die Abweichung der CDF-Kennlinien aller Sensoren herangezogen. Da alle virtuellen Sensorinformationen die gewünschte Übereinstimmungsgenauigkeit zur Messung aufweisen, liegt keine Information über unzureichende Daten- oder Modellvalidität vor, sodass eine Iterationsschleife (vgl. Bild 1) nicht erforderlich ist und die nächste Stufe der Validierung folgen kann.

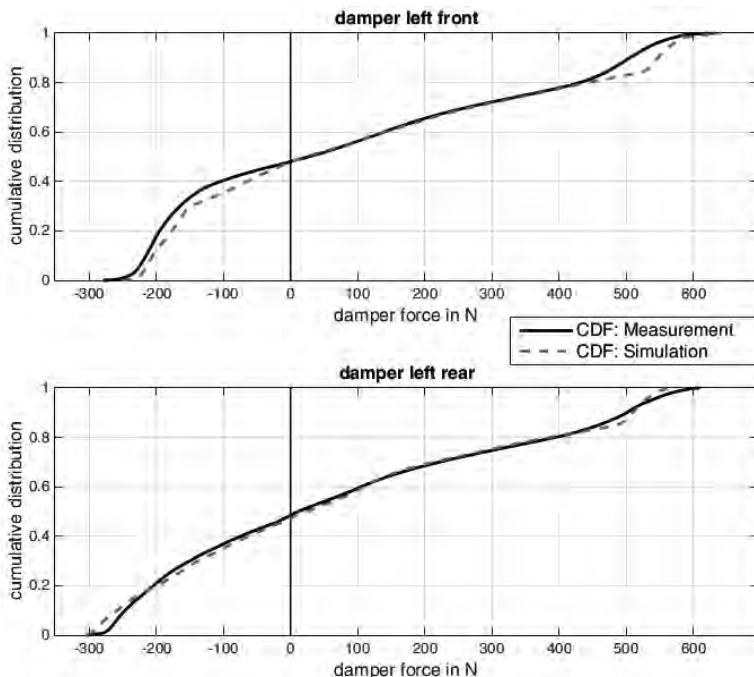


Bild 8: CDF-Diagramme der beiden linken Dämpfer aus der Lastfall-Analyse

(2) Die nächste Qualitätsstufe der Validierung wird *Parametervalidierung* genannt. Diese ist physikalisch motiviert und dient dem Nachweis, dass das Modell physikalische Grundzusammenhänge qualitativ richtig abbildet und dass die Parametervariationen in der Messung und in der Simulation die gleichen quantitativen Auswirkungen auf die Versuchsausgangsgrößen haben. Hierüber erfolgt ein Nachweis der physikalisch richtigen Wirkungsweisen der einzelnen Komponenten im Modell, was bei Übereinstimmung mit der Messung maßgeblich das Vertrauen in die Modellvalidität stärkt.

In der durchgeführten Studie wird in zwei Stufen überprüft, ob der qualitative und der quantitative Einfluss, den die Zuladungs-, die Dämpfer- und die Anregungsvariationen auf die metrischen Validitätskriterien haben, gleich sind. Grundlage für die objektive Bewertung sind dabei die im Versuch und in der Simulation aufgetretenen Streuungen. Bild 9 zeigt beispielhaft die Beeinflussung der Amplitude der Übertragungsfunktion *Stempelbeschleunigung* → *Aufbaubeschleunigung über der Vorderachse*, aus der hervorgeht, dass das Modell den qualitativen sowie den quantitativen Einfluss der unterschiedlichen Dämpferkennlinien bezogen

auf das Bewertungskriterium *vertikale Aufbaubeschleunigung über der Vorderachse* mit größtmöglicher Nachweisgenauigkeit darstellt. Dies spricht für die korrekte Abbildung des Dämpfers innerhalb der Gesamtfahrzeugsimulation. Die Fehlerbalken großer Linienstärke repräsentieren das 2σ -Intervall, das auf direkt zeitlich aufeinanderfolgenden Versuchswiederholungen basiert und nachfolgend noch erklärt wird. Die Simulation unterliegt bezüglich des dargestellten Kriteriums so gut wie keiner Streuung, weshalb Ober- und Untergrenze des grauen Fehlerbalkens im Diagramm aufeinanderliegen. Die größeren schwarzen Fehlerbalken dünnerer Linienstärke repräsentieren die identifizierte Streuung der Messung, die auf fehlende Kontrollierbarkeit der Versuchsbedingungen zurückzuführen ist (z.B. Versuchswiederholung an einem anderen Tag mit zwischenzeitlichem Ab- und Wiederaufbau des Versuchs). Auch bezüglich der anderen in Prozessstufe 2 definierten metrischen Validitätskriterien erfüllt das Modell die gewünschte Genauigkeitsanforderung.

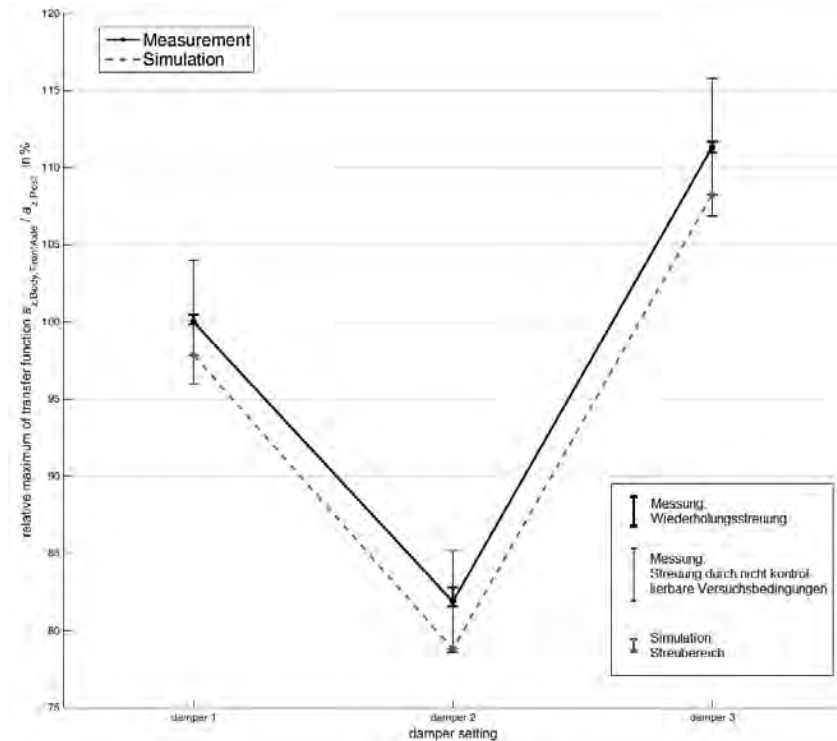


Bild 9: Parametervalidierung für unterschiedliche Dämpferkonfigurationen

(3) Nachdem in den ersten beiden Qualitätsstufen sichergestellt wurde, dass das Modell formal richtig beansprucht wurde und bezüglich signifikanter Einflussparameter physikalisch richtige Wirkungsweisen aufzeigt, wird in der dritten Stufe, der *Modellvalidierung*, das Potenzial des Modells bezüglich seiner Hauptanforderung bewertet. Für die durchgeführte Validierungsstudie ist die Simulationsgüte des Frequenzgangs der vertikalen Aufbaubeschleunigung über den beiden Achsen zu bewerten. Wie in Stufe 2 erläutert, kann dies nicht anhand von Kennlinien erfolgen, sondern die Kennlinien müssen zu diskreten Kennwerten zusammengefasst werden, wozu die 6 Oktaveffektivwerte (1 Hz bis 32 Hz) betrachtet werden. Für jeden Kennwert wird zunächst für jede betrachtete Konfigurationsstichprobe analysiert, wie gut die Übereinstimmungsgenauigkeit von Messung und Simulation in den einzelnen Arbeitspunkten ist. Da es sich um drei Variationsparameter handelt, lassen sich die Ergebnisse anschaulich in einem Gitternetz mit farbskalierten Knotenpunkten darstellen, die Auskunft über die Simulationsqualität geben. Die Farbzuzuweisung erfolgt nach einem Ampelsystem, das in Bild 10 aufgezeigt ist, wobei zur besseren Lesbarkeit in einem Graustufen-Druck die Farben durch unterschiedliche Graustufen mit Ziffern ersetzt wurden. Dabei entspricht grün der Ziffer 1, gelb der Ziffer 2 und rot der Ziffer 3. Die Anwendung dieses Bewertungssystems führt für jeden Oktaveffektivwert zu einer farbskalierten Bewertungsmatrix, die beispielhaft für die Oktaveffektivwerte der vertikalen Aufbaubeschleunigung über der Vorderachse in Bild 11 dargestellt ist. Die Darstellung ermöglicht eine sehr übersichtliche Interpretation der Simulationsqualität in unterschiedlichen Arbeitspunkten. Während bei der 1-Hz- und der 2-Hz-Oktave noch größtmöglich nachweisbare Übereinstimmungsgenauigkeit mit der Messung vorliegt (mit Ausnahme zweier Arbeitspunkte bei Analyse der 2-Hz-Oktave), nimmt bei den Oktavwerten höherer Frequenzen die Simulationsqualität ab, was aufgrund des im Modell nicht schwingend gelagerten Motors und des einfachen Reifenmodells auch zu erwarten ist. Für jeden Arbeitspunkt – d.h. für jede Konfigurationsstichprobe – liegen der individuelle Mittelwert sowie die Streuung innerhalb der Versuchswiederholungen vor. In der durchgeführten Validierungsstudie ist die Streuung über alle Arbeitspunkte nahezu konstant, was eine grundlegende Validitätsaussage erleichtert. Sollten betriebspunktabhängige Streuungen vorliegen, sind die Ursachen hierfür zu untersuchen. Die Ergebnisse für die Hinterachse sind in guter Übereinstimmung mit denen der Vorderachse in Bild 11.

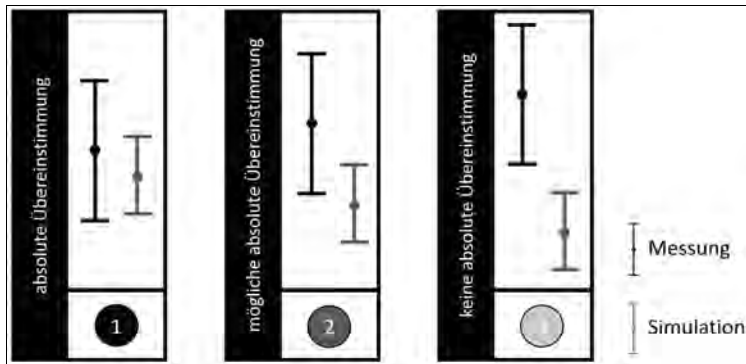


Bild 10: Bewertung der Übereinstimmungsgenauigkeit in einzelnen Betriebspunkten

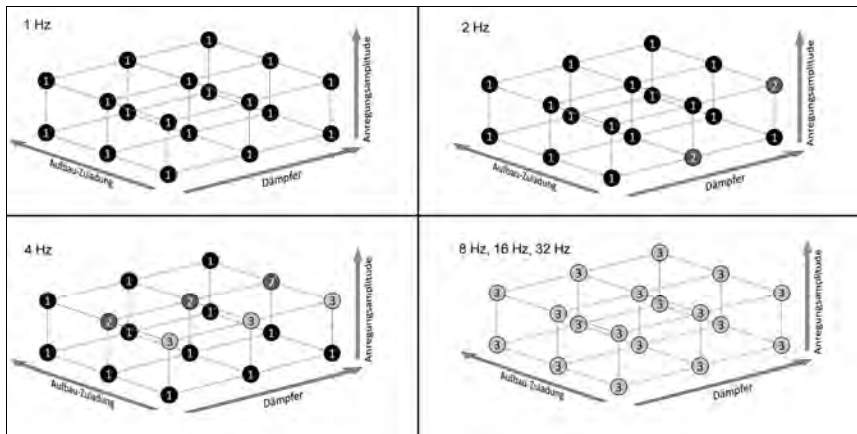


Bild 11: Oktaveffektivwerte vertikale Aufbaubeschleunigung (Vorderachse)

Bezieht man im nächsten Schritt der Validitätsbewertung auch die Prädiktionsfähigkeit des Modells mit ein, d.h. die Vorhersagbarkeit von Änderungen durch Arbeitspunktwechsel (geänderte Modellparametrierung), dann lässt sich die Qualität des Modells mit einem neuen Bewertungssymbol kennzeichnen, das die Prädiktionsfähigkeit absolut, relativ und ordinal, d.h. bezüglich der Vorhersagbarkeit der Änderungstendenz einer Versuchsausgangsgröße infolge der Variation eines Parameters, bewertet. Für die anschauliche Darstellung des Validierungsergebnisses können die Symbole in ähnlicher Form wie in Bild 11, jedoch zwischen den Betriebspunkten, oder in einer Zuordnungsmatrix visualisiert werden. Bild 12 zeigt die

Definition des Bewertungssymbols. Dieses setzt sich aus drei Teilen zusammen: Je ein Dreieck zeigt die Validität für absolute und relative Vorhersagen auf. Das äußere Quadrat kennzeichnet die Eignung des Modells für die Aussage von Änderungsrichtungen bzw. -tendenzen der Ausgangsgröße. Die Elemente können unterschiedliche Farben annehmen (für die Lesbarkeit im Graustufen-Druck werden zusätzlich Symbole ergänzt). Grün (inkl. „+“ bzw. äußeres Quadrat mit durchgezogener Linie) bedeutet, dass dem Modell bezüglich des Kriteriums nicht nachgewiesen werden konnte, dass es nicht valide ist.³ Gelb (inkl. „?“) zeigt auf, dass die Möglichkeit besteht, dass das Modell bzgl. des Kriteriums nicht valide ist. Rot (inkl. „-“ bzw. äußeres Quadrat mit gepunkteter Linie) gibt an, dass nachgewiesen wurde, dass das Kriterium nicht erfüllt ist und die Simulation hierfür nicht valide ist.

Die Validierungsstudie beweist, dass das Modell in der bestehenden Struktur erwartungsgemäß nicht alle Hauptanforderungen erfüllt, da es bestenfalls für den Frequenzbereich bis 8 Hz bei der gestellten Genauigkeitsanforderung herangezogen werden kann. Die Systemanalyse führt zu erforderlichen Anpassungen des Motorlager- und des Reifenmodells.

Das neue Validierungskonzept lässt auf Basis arbeitspunktselektiver statistischer Ergebnisse eine grundlegende *Validitätsbewertung* des Modells zu. Die Entwicklung eines statistischen Labels für Modellvalidität bzw. Simulationsqualität ist derzeit noch Gegenstand der Forschung. Aufgezeigt werden müssen die Anforderungen, für die das Modell getestet wurde, die durchschnittliche Übereinstimmung von Simulation und Messung sowie die Varianz der Streuung für die unterschiedlichen Arbeitspunkte. Umso geringer diese Varianz ist, desto zuverlässiger sind Aussagen über die prädiktiven Fähigkeiten in der Simulation. Große Streuungen der Realversuche führen zu großen zulässigen Toleranzen in der Simulation. Auch diese Information sollte aus dem Label hervorgehen. Zudem sollte bei quantitativen Abweichungen aufgezeigt werden, ob die unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen zumindest qualitativ richtig unterschieden werden können, um Kenntnis darüber zu haben, ob das Modell zumindest für A-B-Vergleiche und die Aussage über Tendenzen geeignet ist.

³ Gebräuchlich spricht man hier von *Validität*, auch wenn diese Bezeichnung per Definition formal nicht korrekt ist. [4, 5]

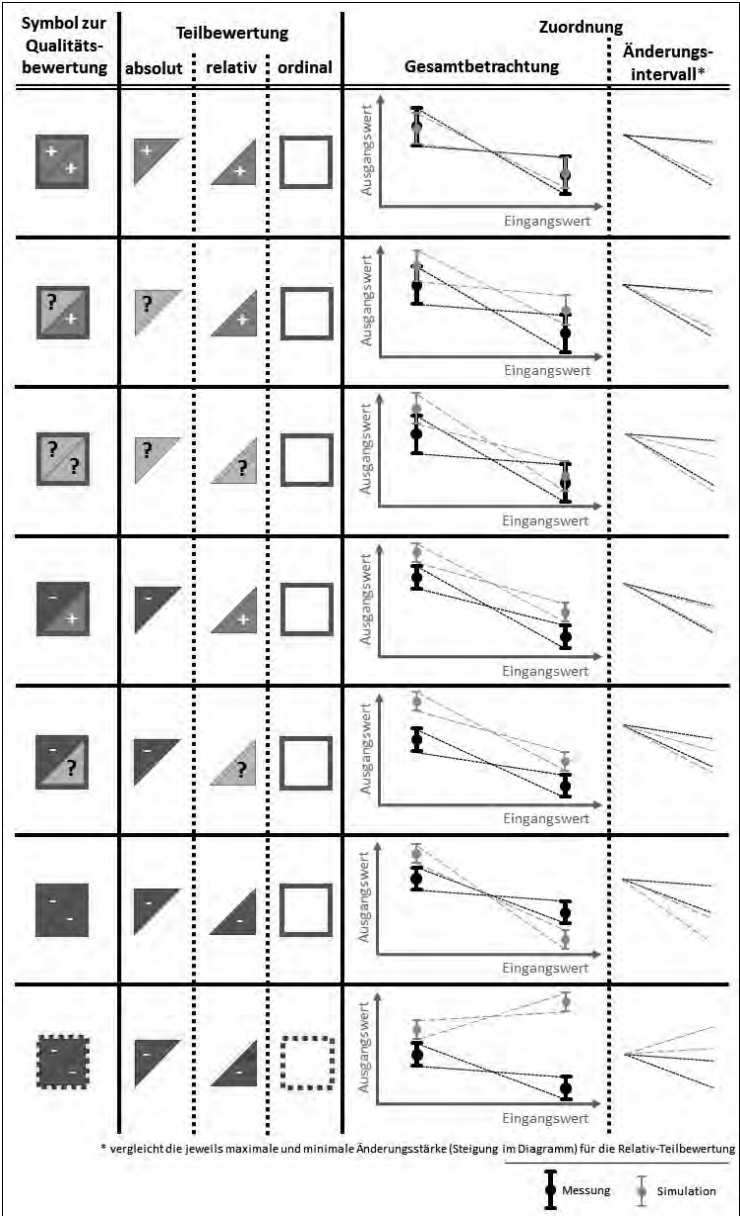


Bild 12: Bewertungschema für die Prädiktionsfähigkeit eines Modells

5. Erkenntnisse der Reifen-Fahrwerk-Interaktion

Der Reifen ist das Bindeglied im Zusammenspiel von Fahrbahn und Fahrwerk. In Bild 4 wurden die unterschiedlichen Übertragungsstrecken aufgezeigt, die im Rahmen der Validierungsstudie analysiert wurden, um die Simulationsqualität der Komponentenmodelle zu identifizieren. Das Sensorsetup (vgl. Bild 5) ermöglicht durch die Messung der Radträgerbeschleunigungen die Durchführung von Vergleichssimulationen ohne Reifenmodell. Hierzu wird das Simulationsfahrzeug nicht mit den gemessenen Stempelwegen am Reifenaufstandspunkt angeregt, sondern mit den gemessenen Radträgerbeschleunigungen an der Radnabe. Der Vergleich der beiden Anregungsformen in der Simulation lässt eine Abschätzung zu, welche Unsicherheit bzw. welchen Fehler das verwendete Reifenmodell in die Vertikaldynamiksimulation einbringt.

Bild 13 zeigt eine Fast-Fourier-Transformation der vertikalen Aufbaubeschleunigung an der Vorderachse des Versuchsfahrzeugs für das Messsignal aus dem Realversuch, für die Simulation bei Anregung am Reifenaufstandspunkt und für die Simulation bei Anregung des Modells am Radträger. Insbesondere im Eigenfrequenzbereich des Aufbaus ist eine deutliche Genauigkeitssteigerung festzustellen. Das verwendete Reifenmodell bewirkt in der Prüfstandsimulation eine zu hohe Systemdämpfung. Die Genauigkeit der Aufbaubeschleunigungssimulation steigt gemessen an den Oktaveffektivwerten um durchschnittlich 5 %, wenn der Reifen aus der Simulation ausgeschlossen wird. Dieser Wert entspricht – bezogen auf das betrachtete Kriterium *vertikale Aufbaubeschleunigung* – dem Fehler, den das Reifenmodell in der Simulation verursacht.

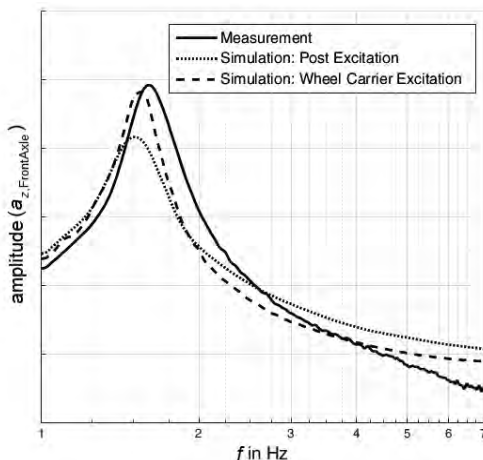


Bild 13: Fast-Fourier-Transformation der Aufbaubeschleunigung im Vergleich

Bei der Interpretation dieses Ergebnisses muss berücksichtigt werden, dass das Reifenmodell hier zwar die absolute Aufbaubeschleunigung beeinflusst, für die Identifikation des Übertragungsverhaltens von Radträger zu Aufbau (vgl. Bild 4) spielt das Reifenmodell jedoch keine Rolle. Die Übereinstimmungsgenauigkeit und damit die Identifikation der Übertragungsstrecke *Radträger* → *Aufbau* wird vom Reifenmodell nicht beeinflusst. Somit zeigt sich auch an diesem Beispiel, wie wichtig eine korrekte Anforderungsdefinition ist. Unter der Voraussetzung, dass keine absoluten Größen (z.B. Aufbaubeschleunigung) zwischen Messung und Simulation verglichen werden müssen, sondern lediglich ein korrektes Übertragungsverhalten im Fahrwerk gefordert ist, werden an das Reifenmodell deutlich geringere Anforderungen gestellt und das hier verwendete Magic-Formula-6.1-Modell wäre für die Untersuchung geeignet.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die Entwicklung eines neuen Ansatzes für statistische Modellvalidierungen ist erforderlich, um in der Fahrdynamikforschung Simulationen stärker und verlässlicher zu etablieren sowie die Durchführung teurer und aufwändiger Fahrversuche in ihrer Effizienz zu steigern.

Für diesen Zweck wird ein Validierungskonzept vorgestellt, dessen Anwendbarkeit in einer Vertikaldynamikstudie bewiesen wird. Eine detaillierte Anforderungsdefinition bildet die Grundlage des Prozesses. Zudem bieten insbesondere die systematische Vorgehensweise und die objektive Ergebnissicherung die Voraussetzung für Akzeptanz dieses Validierungsprozesses. Die Objektivierung und Automatisierung von Untersuchungen ermöglicht eine anwenderneutrale und schnelle Bewertung der Simulationsqualität. Die betrachtete Validierungsstudie zeigt auf, wie mit vertretbarem Aufwand eine statistische Absicherung der Simulation für bestimmte Anwendungszwecke ermöglicht wird.

Ein objektives Bewertungsverfahren mit sieben Qualitätsstufen, die ein Modell bezüglich seiner prädiktiven Eigenschaften – d.h. die universelle Anwendbarkeit mit unterschiedlichen Parametrierungen – aufweisen kann, wird definiert.

Gegenstand derzeitiger und zukünftiger Forschung ist die Entwicklung eines Labels für Simulationsmodelle, das die Anforderungen und das statistische Abschneiden des Modells innerhalb der Validierungsstudie übersichtlich zusammenfasst. Zudem wird die Anwendbarkeit in anderen Fahrdynamikdomänen anhand weiterer Validierungsstudien untersucht. Die dabei auftretenden spezifischen Fragestellungen und Herausforderungen fließen in die Optimierung und Bewertung des Validierungskonzepts ein.

7. Literaturangaben

- [1] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg 2013
- [2] Kutluay, E.; Winner, H.: Validation of vehicle dynamics simulation models - a review. Vehicle System Dynamics 52(2), International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2014
- [3] Kutluay, E.: Development and Demonstration of a Validation Methodology for Vehicle Lateral Dynamics Simulation Models. Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt 2012
- [4] Viehof, M.; Winner, H.: Stand der Technik und der Wissenschaft: Modellvalidierung im Anwendungsbereich der Fahrdynamiksimulation. Report, urn:nbn:de:tuda-tuprints-66621, Darmstadt 2017
- [5] Viehof, M.; Niemann, H.; Kochem, M.; Winner, H.: Objektivierungspotenzial der operativen Validierung im Anwendungsbereich der Fahrdynamiksimulation. In: VDI-Berichte 2279, 18. Kongress SIMVEC – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung 2016, 22.-23. November, Baden-Baden 2016
- [6] Zomotor, A.; Braess, H.-H.; Rönitz, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Teil 1. Automobiltechnische Zeitschrift 12/1997, 1997, S. 780-786
- [7] Zomotor, A.; Braess, H.-H.; Rönitz, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Teil 2. Automobiltechnische Zeitschrift 03/1998, 1998, S. 237-243
- [8] Rompe, K.; Heißing, B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Fahrzeugtechnische Schriftenreihe, Köln: Verlag TÜV Rheinland 1984
- [9] Lennert, S.: Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen – Untersuchung der Wahrnehmungsdimensionen. VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 698, Düsseldorf: VDI-Verlag 2009
- [10] Claus, S.; Viehof, M.; Winner, H.: Analyse der Regelstrecke semiaktiver Fahrwerkregelungen hinsichtlich des Potenzials von Preview-Fahrbahninformationen für den Reglerentwurf. 15. Internationale VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2015, VDI-Bericht 2241, Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2015, S. 43-59

- [11] Claus, S.: Methode zur Potenzialbewertung zukünftiger semiaktiver Fahrwerkregelungen auf Basis dreidimensionaler Fahrbahndaten. Diplomarbeit, Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD), Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt 2016
- [12] Siebertz, K.; van Bebber, D.; Hochkirchen, T.: Statistische Versuchsplanung – Design of Experiments (DoE). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2010
- [13] Saltelli, A.; Tarantola, S.; Chan, K. P.-S.: A Quantitative Model-Independent Method for Global Sensitivity Analysis of Model Output. *Technometrics* 41(1), 1999, S. 39-56
- [14] Plüm, P.: Einführung zur Fehlerrechnung im Praktikum. Fakultät für Physik, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe 2002
- [15] Papula, L.: Mathematische Formelsammlung. 11. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg 2014
- [16] Lehn, J.; Wegmann, H.: Einführung in die Statistik. 5. Auflage, Berlin: Teubner Verlag 2006
- [17] Papula, L.: Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler – Band 3. 7. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg 2016

Das Audi AI Aktivfahrwerk im neuen Audi A8

Ziele der Entwicklung, Funktions- und Systembeschreibung

Dipl.-Ing. (FH) **Joachim Schmitt**, AUDI AG, Ingolstadt

Kurzfassung

Fahrkomfort und Fahrsicherheit sind in der Fahrwerktechnik ein klassischer Zielkonflikt. Vertikaldynamiksysteme ermöglichen diese Eigenschaften gleichzeitig zu verbessern und einen besseren Kompromiss zu finden. Das Audi AI Aktivfahrwerk im neuen Audi A8 erlaubt eine weitere Verbesserung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit und löst den Zielkonflikt weitgehend auf. Das Aktivfahrwerk ist ein elektromechanisches Federungssystem, mit dem radspezifisch vertikale Kräfte zwischen dem Fahrzeugaufbau und Rädern gestellt werden. Es wird ein exzellenter Aufbaufederungskomfort durch eine aktive Aufbauberuhigung mit aktiver Nick- und Wankkontrolle erreicht. Die Systemarchitektur beruht auf einem Smart-Aktuator-Konzept an Vorder- und Hinterachse in Verbindung mit einem zentralen Fahrwerksteuergerät, welches die Gesamtfahrzeugregelung und zentrale Systemaufgaben übernimmt. In Verbindung mit autonomen Fahren werden aktive Vertikaldynamiksysteme in Zukunft auch in kleineren Fahrzeugklassen Einzug halten.

1. Zielsetzung, Kundennutzen und Ableitung der Systemanforderungen

Geregelte Vertikaldynamiksysteme sind seit einigen Jahrzehnten ein wichtiger Bestandteil um die Eigenschaften Fahrkomfort und Fahrdynamik zu verbessern und gleichzeitig den Zielkonflikt zwischen beiden Zielen zu entschärfen. Bisher im Markt vertreten sind geregelte Dämpfersysteme (reaktives System, beeinflusst die Rad- und Aufbaudämpfung; ab der Kompaktklasse), Luftfedersysteme (langsamer Beladungsausgleich und Niveauverstellung; ab der Mittelklasse), sowie aktive Wankstabilisierungssysteme (Aktive Wankkontrolle, ab der Oberklasse und in Sportwagen). Systeme zur aktiven Aufbaukontrolle sind seit 1999 bekannt und kommen in der Luxusklasse zum Einsatz. Die aktive Funktion ist durch eine schnelle Federfußpunktverstellung umgesetzt. Ein hydraulisch angesteuerter Linearsteller verstellt die Position des oberen Federfußpunktes. Dadurch kann das Rad mit zusätzlichen Kräften belastet werden; diese sind begrenzt durch den Linearweg des Stellers sowie die Federsteifigkeit der Tragfeder.

Für den neuen A8 setzt Audi nun ein System ein – das Audi AI Aktivfahrwerk – welches die bisher bekannten Grenzen verschiedener Vertikaldynamiksysteme deutlich erweitert und so den Zielkonflikt aus Fahrdynamik und Fahrkomfort in einem bisher nicht erreichten Maß auflöst.

Ziel des Systems ist es in der Summe aller Eigenschaften das beste Fahrwerk im Automobil zu schaffen. Aus Kundensicht sind hierbei folgende Eigenschaften und Ziele im Fokus:

- Maximaler Vertikaldynamik-Komfort (Aufbauberuhigung)
- Maximale Fahrsicherheit, Fahrdynamik und Handlichkeit
- Große Spreizung in den Fahrmodi
- Geringer Energieverbrauch

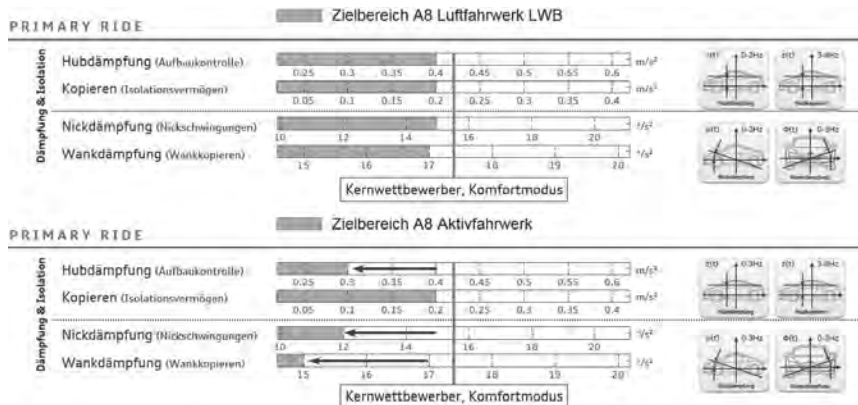


Bild 1: Eigenschaftsziele Audi A8 Luftfahrwerk und Aktivfahrwerk (Aufbaubeschleunigung gemittelt über definierte Frequenzbereiche) [1]

Die einzelnen Teilfunktionen des Aktivfahrwerks sind aufgeteilt in folgende Gruppen:

- Aktive Aufbaukontrolle, bestehend aus den Teilfunktionen Hubkontrolle, Nickkontrolle und Wankkontrolle:
Die aktive Aufbaukontrolle soll während der Fahrt den Aufbau beruhigen (Dämpfung) und Bodenunebenheiten sowie Bewegungen des Aufbaus durch Längs- und Querbesehleunigung minimieren. Hierzu gehört auch die Vorausschauerweiterung.
- Statische Niveaustellung und Beladungsausgleich:
Die Ausgangsbasis für die statische Niveaustellung und den Beladungsausgleich

ist das bekannte 4-Corner-Luftfederfahrwerk des Audi A8, welches vier wählbare Niveaulagen und einen Beladungsausgleich zur Verfügung stellt.

- Radkontrolle:
Die Radkontrolle wird durch spezifisch auf das Aktivfahrwerk angepasste geregelte hydraulische Dämpfer gewährleistet.
- Verschiedene Basis- und Diagnosefunktionen

Um die oben genannten Funktionen und Ziele ideal umzusetzen wurden in der Konzeptphase verschiedene Lösungsansätze verfolgt und analysiert. In der umgesetzten Lösung sind folgende Randbedingungen und Konzeptvorgaben eingeflossen:

- Integration in den vorhandenen Baukasten MLBevo
 - Architektur
 - Package
 - Bordnetze (12 V und 48 V)
- Lastgrenzen
 - Elektrisch / Thermisch
 - Mechanisch
- Rotationsaktorprinzip (siehe Kapitel 3)
- Bildung eines Gesamtsystemverbundes aus
 - Luftfederung
 - Dämpferregelung
 - aktivem Fahrwerksteller
 - Plattformsteuergerät „Elektronische Fahrwerk Plattform“ (EFP)

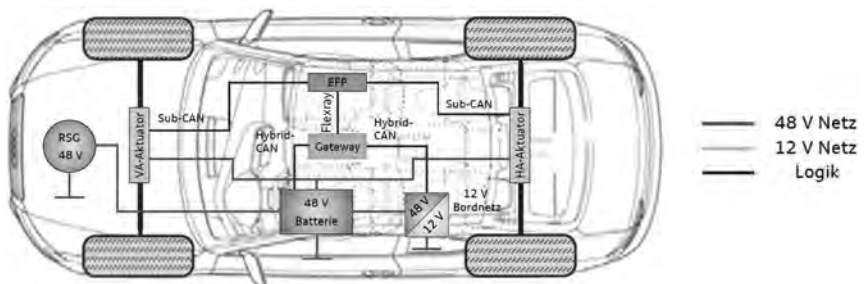


Bild 2: Vernetzung des Aktivfahrwerks

Bei den Aktoreinheiten handelt es sich um Smart Aktoren. Diese Lösung wurde gewählt um zum einen die Kommunikationslast zu verringern und zum anderen die Regelungsgeschwindigkeit zu erhöhen.

Im Gesamtsystem bildet die EFP das Master-Steuergerät, die Aktorsteuergeräte an Vorderachse und Hinterachse bilden die Slave-Einheiten.

Im Fahrbetrieb ermittelt die EFP auf Basis der Signale der Beschleunigungs- und Radwegsensoren fortlaufend die beste Betriebsstrategie und sendet die Regelungsvorgaben an die Aktor-Steuergeräte der Vorder- und Hinterachs-Stellereinheiten. Dort werden diese in Drehbewegungen umgesetzt. Auf dem Aktor-Steuergerät befindet sich ein Logikteil, welcher u.a. die Komponenten-Regelung und Diagnosefunktionen übernimmt.

3. Aktorsystem

3.1 Integration des Aktorsystems ins Fahrwerk

Bei der Auswahl des Stellerkonzepts für das Aktivfahrwerk fiel die Auswahl auf einen Rotationsaktor. Ein Vorteil des Rotationsaktors ist, dass dieser in Kombination mit dem Luftfederfahrwerk keine statischen Kräfte stellt. Zudem ist der Verstellbereich aktorseitig nicht begrenzt. Es ist möglich in jeder Radposition beliebige Kräfte – bis zur maximalen Stellerkraft – belastend oder entlastend auf das Rad zu stellen. Dies erweitert deutlich die Bandbreite an Fahrsituationen, in welchen das Aktivfahrwerk aktiv eingreifen kann.

Ein weiterer Vorteil ist, dass der Rotationsaktor in die vorhandenen Fahrzeugstrukturen integrierbar ist.

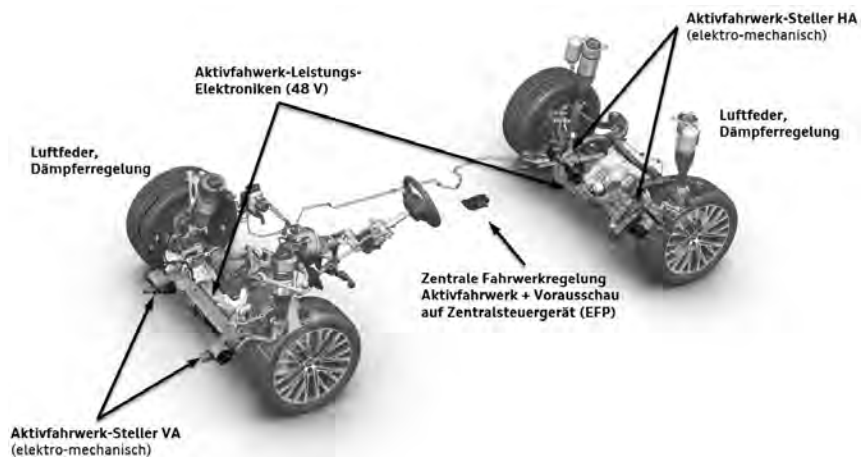


Bild 3: Integration der Aktivfahrwerkkomponenten in die Fahrzeugstruktur

Aus Sicht des Fahrwerks betrachtet ist das Aktorsystem eine Torsionsfeder mit Federfußpunktverstellung. Die Torsionsfeder ist notwendig um die Aktoreinheiten, und damit den Fahrzeugaufbau, bei hochfrequenten Anregungen ($> 6\text{ Hz}$) von der Fahrbahn zu entkoppeln, sie wirkt also als Tiefpass.

Im Gesamtsystem ergeben sich damit anregungsabhängige Aufbaueigenfrequenzen. Bei niederfrequenten Anregungen kann das Aktivfahrwerkssystem den Radfederweg und die Aufstandskraft am Rad innerhalb der Systemgrenzen frei einstellen. Es kann eine beliebige Aufbaueigenfrequenz ($f_{\text{Aufbau,aktiv}}$) eingestellt werden. Bei Anregungsfrequenzen oberhalb der Eckfrequenz von 6 Hz summieren sich die Steifigkeiten aus Tragfeder (c_H), Nebenfeder (c_N) und Torsionsfeder (c_T) des Aktivfahrwerkstellers zu einer passiven Gesamtfedersteife und somit passiven Aufbaueigenfrequenz ($f_{\text{Aufbau,passiv}}$). Im Bereich von ca. $3\text{ Hz} - 6\text{ Hz}$ findet ein näherungsweise linearer Übergang von $f_{\text{Aufbau,aktiv}}$ zu $f_{\text{Aufbau,passiv}}$ statt.

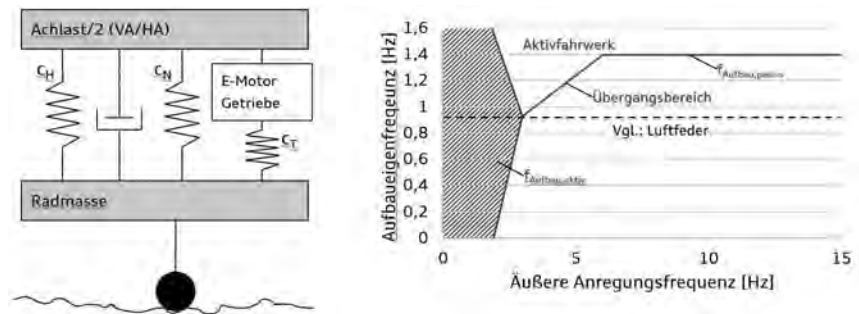


Bild 4: Viertelfahrzeugmodell und Aufbaueigenfrequenz über äußerer Anregungsfrequenz

3.2 Beschreibung Aktorsystem

Das Aktorsystem des Aktivfahrwerks ist die komplexeste Komponente des Gesamtsystems. Das System beinhaltet an jedem Rad einen Einzelaktor, wobei die Einzelaktoren an Vorder- und Hinterachse jeweils in ein gemeinsames Achsaktorsystem integriert sind. In diesen Vorder- und Hinterachseinheiten sitzt mittig das Steuergerät, welches mit einem zentralen Logik- und Leistungsteil jeweils beide Aktoren einer Achseinheit unabhängig voneinander ansteuert. Die Aktoreinheiten können in drei Teile aufgeteilt werden.

3.2.1 Leistungspfad

Der erste Teil ist der sogenannte „Leistungspfad“. Das sind die elektrischen und elektronischen Komponenten, bestehend aus Steuergerät, Verkabelung und Elektromotor.

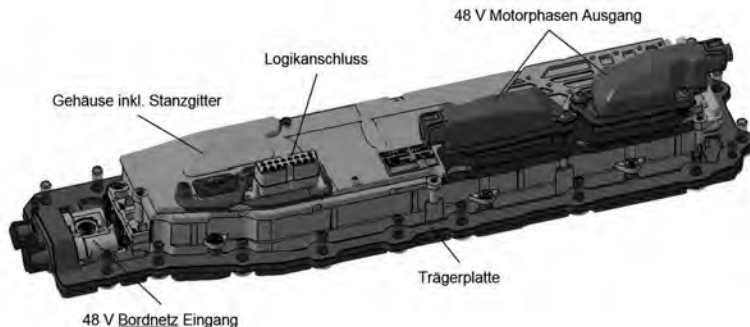


Bild 5: Aktor-Steuergerät einer Achseinheit des Aktivfahrwerks

Das Steuergerät ist als zweilagiges Steuergerät ausgeführt. In der unteren Ebene befinden sich die 48 V Eingangsbeschaltung und die 48 V Endstufen-MOSFETs. Diese sind auf einer Keramikplatine angebracht. Die obere Ebene ist der Logikteil der ECU. Die staubdicht ausgeführten Steuergeräte-Gehäuseteile (in Bild 5 grün dargestellt) beinhalten Stanzgitter, welche die Ströme von den MOSFETs zu den 48 V Phasensteckern leiten. Die Aluminium-Druckguss-Trägerplatte der unteren 48 V Platine ist in die Vorder- und Hinterachsstellereinheit als tragendes Bauteil integriert. Dies versteift zum einen die Gesamtkonstruktion, zum anderen wird eine große thermische Masse mit den Gehäusebauteilen des Aktorsystems gebildet.

Die obere Ebene ist der Logikteil des Steuergeräts. Hier befinden sich der zentrale Prozessor, Speichereinheiten und zahlreiche Schaltkreise.

Der Elektromotor ist als permanenterregter, elektronisch kommutierter Elektromotor („Brushless-DC“) mit Lagesensorik ausgeführt. In der Spitze produziert dieser 2 kW, die im System umgesetzte maximale Regelfrequenz liegt bei 6 Hz.

3.2.2 Torsionseinheit

An zweiter Stelle ist die „Torsionseinheit“, die beweglichen mechanischen Bauteile, zu nennen. Die Einzelkomponenten sind hier u.a. der Riementrieb, das Spannungswellgetriebe, der Drehstab, das Drehrohr und der Hebel sowie die jeweiligen Wälzlager zu den Einzelkomponenten.



Bild 6: Schnittbild durch die Torsionseinheit eines Aktivfahrwerkstellers.

Das Drehmoment wird über den Riementrieb auf das Wellgetriebe übertragen. Der Riementrieb hat eine Übersetzung von $i_{\text{Riementrieb}} \approx 2,4$. Im Spannungs-Wellgetriebe wird das Moment mit $i_{\text{Getriebe}} = 80$ übersetzt und über die Torsionsfeder, bestehend aus Drehröhr und Drehstab, auf den Hebel und über eine Koppel in die Achse übertragen.

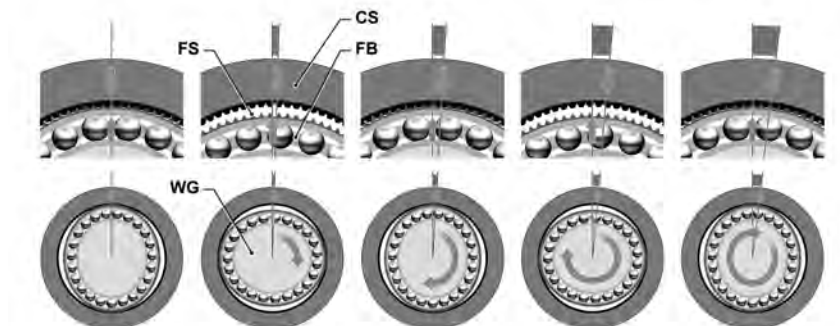


Bild 7: Funktionsprinzip eines Spannungs-Wellgetriebes [3]

Das Getriebe ist ein Hohlwellengetriebe. Der Drehstab wird durch dieses hindurchgeführt, was eine kompakte Bauweise gewährleistet. Das Spannungswellgetriebe besteht aus drei wesentlichen Komponenten: Dem Flextopf (FS), dem Hohlrad (CS) und dem Wellengenerator (WG). Der FS und der CS weisen eine Verzahnung auf, wobei der FS zwei Zähne weniger hat als der CS. Bei einer halben Umdrehung des WG dreht sich der FS um einen Zahn im CS weiter. Dadurch ist die Übersetzung des Getriebes die Hälfte der Zahnanzahl des CS.

3.3.3 Gehäuse- und Anbauteile

Der dritte Teil sind die statischen mechanischen Komponenten, also vor allem die Gehäusebauteile und verschiedene Anbauteile wie Steinschlagschutz oder Kabelführungen. Die Gehäuseteile im Aktivfahrwerk haben zum einen die Aufgabe die Einzelkomponenten aufzunehmen und vor Umwelteinflüssen zu schützen, zudem erhöhen diese die Steifigkeit der Fahrwerkstruktur um die zusätzlichen Lasten, welche durch das System eingebracht werden, zu tragen.

Für die Gesamtkonstruktion des Aktors war die Packagesituation Hauptkomplexitätstreiber. Hinzu kam, dass etliche Komponenten, welche bei anderen Systemen als Katalogware beziehbar sind, komplett neu entwickelt und industrialisiert werden mussten. Beispiele sind hier die 48 V Leitungen und Stecker, einige Normteile sowie des Getriebe und der Elektromotor. Um die Komplexität der Entwicklung zu steuern und Entwicklungsrisiken zu minimieren, wurden Methoden aus dem Robust Design ausgewählt und über den Entwicklungs- und Industrialisierungsprozess konsequent angewandt. So wurden Problemstellungen in der Konstruktion, u.a. bei Dichtkonzept, Steckerauslegung oder mechanischen Bauteile der ECU, über die verschiedenen Reifegrad- und Entwicklungsstufen strukturiert einem Review-Prozess unterzogen. Durch die damit erreichte frühzeitige Erkennung von Schwachstellen bei Konzept und Prozess konnten Entwicklungsschleifen eingespart und Kosten minimiert werden.

3.3.4. Eckdaten Aktorsystem

Resultat der Entwicklung ist ein Aktorsystem, welches den Fahrzeugaufbau bis in den Grenzbereich $a_{\text{quer}} > 0,9 \text{ g}$ im Wankwinkel kontrollieren kann, Nickbewegungen vollständig unterdrückt und die Aufbaukontrolle bis 6 Hz darstellt.

Tabelle 1: Systemperformance und -merkmale

Max. Aktormoment	$\pm 1100 \text{ Nm}$
Max. Leistungsaufnahme System	6 kW (<10 ms), Reku. Max. -3 kW
Regelbereich	Bis 6 Hz
Leistungsbedarf	Kundenbetrieb: 10-200 W (NBR bis 400 W)
Gesamtübersetzung	$\approx 1:190$ (Riementrieb $\approx 1:2,4$; Getriebe 1:80)
ECU	48 V Leistungsteil, 12 V Logikteil
Torsionsfeder	Titandrehstab, Stahldrehrohr
Systemgewicht	$\approx 65 \text{ kg}$ (+ 55 kg zu Basis Luftfederfahrwerk)

4. Vorausschau-Funktion

Die Vorausschaufunktion im Aktivfahrwerk erhöht den Fahrkomfort noch weiter. Die Frontkamera beobachtet das gesamte Sichtfeld vor dem Fahrzeug, bis zu einigen hundert Metern weit. Für die Vorausschau ist jedoch nur der Bereich bis circa fünfzehn Meter vor dem Fahrzeug relevant. Die Frontkamera nimmt achtzehn Bilder pro Sekunde auf und vergleicht diese miteinander. Die Straßenhöhenprofilermittlung auf dem zentralen Fahrerassistenzsteuergerät (zFAS) wertet diese aus und generiert ein Höhenprofil. Dieses Höhenprofil leitet das zFAS an die EFP weiter. Dort werden in der Aufbaukontrolleinheit im 5 ms Takt die Ziel-Stellwerte an die Aktoreinheiten weitergegeben. Schließlich werden die Unebenheiten von diesen proaktiv kompensiert.

5. Ergebnis

Durch das neue Aktivfahrwerk werden Fahrkomforteigenschaften realisiert, die den Audi A8 hier zum „Best in Class“ machen. Die Auswertung von Messungen (Bild 6) bestätigt den deutlichen subjektiven Gesamteindruck.

Erreicht wird dies durch die besonders niedrigen Aufbaubeschleunigungen im niederfrequenten Bereich. Die geringfügig steigenden Werte im Isolationsvermögen, bedingt auch durch die Grenzfrequenz des Aktors (siehe auch 3.1), haben subjektiv hier nur ein geringes Gewicht.

Die Vorausschaufunktion bietet in einzelnen Fahrsituationen eine weitere Steigerung des Komforts: Durch die prädiktive Ansteuerung der Steller können die Räder Fahrbahnebenheiten, schon bevor diese erreicht werden, proaktiv ausgleichen.

Auch bezüglich der Fahrdynamik bietet der Audi A8 mit Aktivfahrwerk herausragende Eigenschaften „In Best Class“. Bezüglich des Fahrerlebnisses ist dies deshalb beeindruckend, weil diese gleichzeitig mit den o.a. Komforteigenschaften einhergehen.

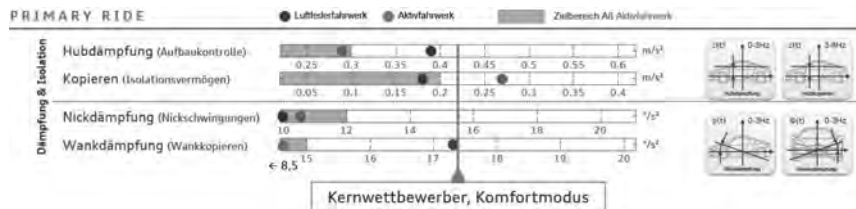


Bild 8: Eigenschaften A8 Aktivfahrwerk und Luftfeder, Kernwettbewerb [1]

6. Ausblick

6.1 Automatisiertes Fahren

Aktive Vertikaldynamiksysteme werden durch den breiten Einsatz von automatisiertem Fahren in kleineren Fahrzeugklassen Einzug halten. Die Megatrends Urbanisierung und Digitalisierung beeinflussen auch die Automobilentwicklung. Zukunftsprognosen sagen eine immer größere Fahrzeugflotte in immer größeren urbanen Zentren voraus [4]. Schon heute verbringen mehr als 1,2 Milliarden Menschen 50 Minuten täglich im Auto, oftmals in Stausituationen [5]. Zukünftige Fahrzeugkäufer werden Wert auf Nutzung dieser Zeit zur Entspannung oder zum Arbeiten legen. Automatisiertes Fahren wird hierfür die Grundlage schaffen.

Im automatisierten Fahrbetrieb werden sich die Anforderungen an das Fahrerlebnis deutlich ändern. Um zu Entspannen oder zu Arbeiten wird eine maximale Entkopplung von der Außenwelt den maximalen Fahrkomfort darstellen. Bisherige Anforderungen an das Fahrerlebnis, wie z.B. gute Fahrbahnrückmeldung oder präzises Lenkgefühl, sind in der automatisierten Fahrsituation nicht mehr kundenrelevant. Gleichzeitig wird der Fahrer in einzelnen Situationen noch selbst Fahren wollen oder müssen, entweder aus dem Wunsch heraus eine fahrerisch ansprechende Strecke manuell zu fahren oder weil die Infrastruktur für automatisiertes Fahren lokal oder temporär nicht verfügbar ist. In diesen Situationen sind die gleichen Eigenschaften wie bisher im Vordergrund.

Aktive Vertikaldynamiksysteme bieten hier die Möglichkeit die ganze Bandbreite an Fahreigenschaften in einem Fahrzeug umzusetzen: Von maximaler Entkopplung im automatisierten Fahrbetrieb über maximalen Komfort bei notwendigen manuellen Fahrsituationen bis zu hoher Fahrdynamik und sehr guten Handlungeigenschaften beim gewünschten manuellem Fahren auf ausgewählten Strecken.

6.2 Weiterentwicklung

Das Aktivfahrwerk hat in der ersten Generation den Kundennutzen aktiver Vertikaldynamiksysteme erweitert und stellt eine wichtige Basis für den automobilen Megatrend Autonomes Fahren dar. Mit der zweiten Generation soll eine noch größere Bandbreite, sowohl im Funktionsumfang, z.B. Frequenzbereich, als auch im Einsatzspektrum der Fahrzeugklassen, erreicht werden. Hierzu sind Weiterentwicklungen auf Grund des sich verändernden Fahrzeugumfeldes notwendig. Dies umfasst z.B. eine Hochvolt-Tauglichkeit oder eine angepasste Konstruktion für die BEV-Fahrzeugarchitektur. Weitere Optimierungen im Rahmen der Produkt- und Technologieweiterentwicklung sind Kosten- und Gewichtseinsparungen.

7. Fazit

Mit dem Audi AI Aktivfahrwerk im neuen Audi A8 setzt Audi die nächste Stufe bei Vertikaldynamikregelsystemen in Serie um. Maximaler Fahrkomfort bei gleichzeitiger exzellenter Fahrdynamik können in einem Fahrzeug dargestellt werden. Dabei ist der Funktionsumfang bei aktiven Vertikaldynamiksystemen auf ein bisher nicht bekanntes Maß angehoben worden. Das Aktivfahrwerk ist eine wichtige Grundlage für das Fahrerlebnis der Zukunft.

Quellen

- [1] Jablonowski, C., Dr. Schimmel, C. und Underberg, V. (2017). *Das Fahrwerk des neuen AUDI A8*. Vortrag auf Fachkongress: chassis.tech plus, München.
- [2] Dr. Schuller, J., Buhlmann, M., Dr. Schwarz, R., u.a. (2016). *Electronic chassis platform – highly integrated ECU for chassis control functions*. Vortrag auf Fachkongress: chassis.tech plus, München.
- [3] Reuter, M. (2008). *Audi Dynamic Steering – Aerospace Technology in vehicle application*. Vortrag auf Fachkongress: TÜVSÜD automotive steering.tech, Garching.
- [4] Ilg, P. (20.04.2016). *Willkommen in der Auto-kratie*. Zeit Online. URL: www.zeit.de/mobilitaet/2016-04/autoindustrie-auto-der-zukunft-strategien (05.08.2017).
- [5] McKinsey & Company (2017). *Autonomes Fahren verändert Autoindustrie und Städte*. URL: www.mckinsey.de/autonomes-fahren-veraendert-autoindustrie-und-staedte (05.08.2017).

Untersuchung des Geräuschverhaltens von Kraftfahrzeug-Schwingungsdämpfern mit Elastomerlagern

Study on the rattle noise induced by vehicle dampers with elastomeric bearings

M. Sc. **Tobias Brenner**, M. Sc. **T. Hofmann**, Dr.-Ing. **Karl-Josef Rieger**,
Daimler AG, Sindelfingen;
Prof. Dr.-Ing. habil. Hon. Prof. (NUST) **Dieter Bestle**,
BTU Cottbus-Senftenberg, Cottbus

Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag werden Poltergeräusche, welche durch Schwingungsdämpfer an der Hinterachse induziert werden, anhand eines Versuchsfahrzeugs systematisch untersucht. Dazu wird ein Versuchsfahrzeug mit mehreren Beschleunigungssensoren, Seilzug-Sensoren und einem Kunstkopf zur Messung des Schalldrucks ausgestattet. Die Fahrversuche werden auf einer Schlechtwegstrecke durchgeführt, wobei eine Vielzahl von Kombinationen verschiedener Schwingungsdämpfer und Elastomerlager untersucht werden. Es wird gezeigt, dass Poltergeräusche sowohl anhand des gemessenen Schalldrucks auf der Rückbank als auch anhand der gemessenen Karosseriebeschleunigung im Bereich der Domanbindung des Schwingungsdämpfers objektiviert werden können. Zudem werden Stellgrößen aufgezeigt und bewertet, durch welche die Robustheit eines Fahrzeugs gegenüber Poltern gesteigert werden kann.

Abstract

In this paper, rattle noise induced by vehicle dampers at the rear axle is investigated systematically based on a test vehicle. This test vehicle is equipped with acceleration sensors, cable pull sensors and a dummy head for measuring the sound pressure. The road tests take place on a poorly conditioned road for various combinations of dampers and elastomeric bearings. It is demonstrated that rattle noise can be objectified by the measured sound pressure as well as by the measured chassis acceleration at the damper connection area. Finally, possibilities are shown to reduce the risk of rattling by a proper vehicle development process.

1. Einleitung

Die Geräuschqualität moderner Kraftfahrzeuge hat sich in den letzten Jahren zunehmend verbessert, da viele Geräuschquellen reduziert werden konnten. Aus diesem Grund werden nun Geräusche, wie die in diesem Beitrag behandelten Poltergeräusche, zunehmend hörbar und als störend wahrgenommen. Grundlage für den vorliegenden Beitrag sind Messungen im Rahmen eines Fahrversuchs, dessen Aufbau und Durchführung in Abschnitt 2 vorgestellt wird.

Der Frequenzbereich von Poltergeräuschen wird in der Literatur sehr unterschiedlich angegeben. In [1-3] wird der Frequenzbereich als vergleichsweise schmalbandig im Bereich um 200Hz bis maximal 400Hz angegeben. Demgegenüber geben [4] und [5] einen breitbandigeren Bereich zwischen 50Hz und 700Hz bzw. 200Hz und 800Hz an. In Abschnitt 3 soll daher der für das Poltern relevante Frequenzbereich mittels einer eigenen Probandenstudie identifiziert werden.

Der Entstehungsmechanismus von Poltergeräuschen ist in Bild 1 dargestellt. Durch Befahren einer unebenen Fahrbahn wird der Schwingungsdämpfer angeregt, wobei der Reifen nach [6] als Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 40Hz wirkt. Der Schwingungsdämpfer ist ein nichtlineares Element, aus welchem sich nach [7] neben tieffrequenten Kräften zur Dämpfung des Aufbaus auch teilweise sehr hochfrequente Kräfte ergeben, welche das Schwingungssystem bestehend aus Radträger, Dämpfer-Fußlager, Dämpferrohr, Kolbenstange, Dämpfer-Kopflager und Domanbindung zum Schwingen anregen. Durch Schallabstrahlung einer schwingenden Struktur ergibt sich dabei das für den Menschen als störend wahrgenommene Poltergeräusch, welches im Rahmen dieses Beitrags mit einer subjektiven Note zwischen 1 (sehr gut) und 9 (sehr schlecht) bewertet wird.

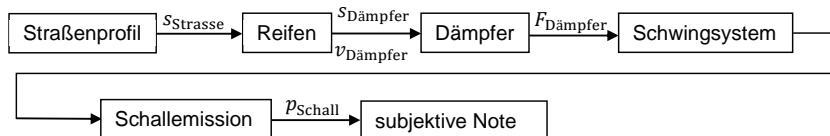


Bild 1: Entstehungsmechanismus von Poltergeräuschen

Im Allgemeinen sind erste Fahrzeugprototypen akustisch noch nicht optimal ausgelegt, weshalb Poltergeräusche in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase meist noch nicht auffallen. Daher werden in der Literatur Poltergeräusche oftmals anhand der gemessenen Kolbenstangenbeschleunigung objektiviert, siehe [2], [9] und [10], oder anhand der Beschleunigung des

Kopflagergehäuses, [11]. In Abschnitt 4 wird untersucht, wie sinnvoll eine solche Objektivierung anhand der Kolbenstangenbeschleunigung ist und ob es alternative Objektivierungskriterien gibt.

Um Poltergeräusche zu minimieren werden in der Literatur verschiedene Ansätze verfolgt. In [7], [8] und [9] wird gezeigt, dass durch eine optimierte Dämpferkennlinie das Polterverhalten maßgeblich verringert werden kann. Demgegenüber wird in [3] gezeigt, dass auch durch eine Reduktion der Kopflagersteifigkeit das Poltergeräusch deutlich reduziert werden kann. In Abschnitt 4 wird daher außerdem der Einfluss der Dämpferkennung, des Dämpfer-Fußlagers, des Dämpferrohres, der Kolbenstange und des Dämpfer-Kopflagers auf das Poltergeräusch untersucht.

2. Versuchsaufbau am Fahrzeug und Versuchsdurchführung

Zur experimentellen Untersuchung der Polterproblematik wird ein Versuchsfahrzeug mit Beschleunigungssensoren zur Messung der Kolbenstangen-, Dom-, Dämpferrohr- und Radträgerbeschleunigung ausgestattet, Bild 2. Zudem werden der Dämpferbeinweg mit Hilfe eines Seilzugsensors und der Schalldruck mit Hilfe eines Kunstkopfes aufgezeichnet. Die Fahrversuche werden auf einer Schlechtwegstrecke mit verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten zwischen 20km/h und 30km/h durchgeführt, wobei die Versuche mit jeweils zwei verschiedenen Dämpferkennungen, Kopflagern und Fußlagern durchgeführt werden. Zusätzlich wird der Einfluss der Kolbenstangenmasse sowie der Dämpferrohrmasse untersucht. Der Aufbau eines Serien-Dämpferbeins sowie eines Dämpferbeins mit angebrachten Zusatzmassen ist in Bild 3 dargestellt. Der dort gezeigte Anschlagpuffer kommt auf der Schlechtwegstrecke bei dem in diesem Beitrag untersuchten Fahrzeug nur selten zum Einsatz und hat einen vergleichsweise geringen Einfluss auf das Poltergeräusch, weshalb dieser im Folgenden nicht weiter betrachtet wird.

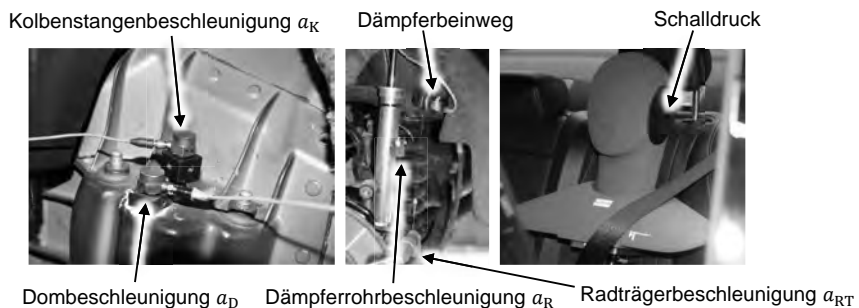


Bild 2: Messtechnik im Versuchsfahrzeug



Bild 3: Serienstand eines Dämpferbeins (links) und Dämpferbein mit Anbauteilen (rechts)

Dämpferkennungen werden in der Regel anhand ihrer VDA-Kennlinie charakterisiert, für deren Bestimmung ein Dämpfer auf einem Dämpferkomponentenprüfstand mit Sinussignalen unterschiedlicher Amplitude \hat{x} und Frequenz f der Form

$$x(t) = \hat{x} \sin(\omega t) \rightarrow \dot{x}(t) = \hat{x} \omega \cos(\omega t) \quad (1)$$

angeregt wird. Aus den resultierenden Messergebnissen wird die maximale Kraft \hat{F} im Weg-nulldurchgang extrahiert und über der entsprechenden maximalen Geschwindigkeit $\hat{v} = \hat{x} \omega$ aufgetragen. Details zur VDA-Messung können [12] entnommen werden. Die VDA-Kennlinien der beiden in diesem Beitrag untersuchten Kennungen sind in Bild 4 dargestellt. Bei beiden Dämpfern handelt es sich um amplitudenselektive Dämpfer.

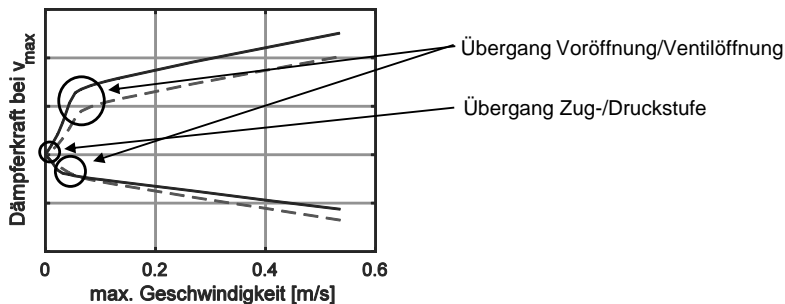


Bild 4: VDA-Kennlinien der betrachteten Dämpfer (– Kennung 1; - - Kennung 2)

Die hochfrequenten Anteile der Dämpferkraft regen das Schwingungssystem bestehend aus Radträger, Dämpferrohr, Kolbenstange und Domanbindung zum Schwingen an. Ein mögliches mechanisches Ersatzmodell für ein Dämpferbein ist in Bild 5 dargestellt. Kopf- und Fußlager, welche in der Regel als Gummilager ausgeführt sind, verbinden den Schwingungsdämpfer mit der Karosserie bzw. dem Radträger/Achsenlenker. Neben einem elastischen Anteil k_K bzw. k_F weisen diese Elemente in der Regel einen dämpfenden Anteil d_K bzw. d_F auf. Die Kolbenstange mit der Masse m_K ist über die Steifigkeit k_o der oberen Ölsäule mit dem Dämpferrohr der Masse m_R und über die Steifigkeit k_u der unteren Ölsäule mit dem Trennkolben gekoppelt.

Der Trennkolben trennt den Gasraum vom Ölraum und ist über die Gasfeder k_G mit dem Dämpferrohr gekoppelt.

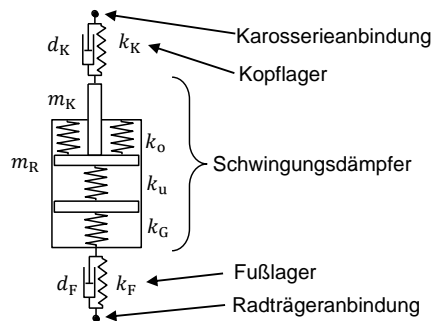


Bild 5: Mechanisches Ersatzmodell eines Dämpferbeins

Die Steifigkeit von Gummilagern kann durch Veränderung der Gummimischung, der Geometrie des Lagers und der zugegebenen Füllstoffe eingestellt werden. Bei der Neuabstimmung eines Fahrwerks stellen die Kopf- und Fußlagersteifigkeit Abstimmparameter dar. Da die Steifigkeit von Gummilagern sehr stark frequenz- und amplitudenabhängig ist, wird für deren Charakterisierung am Prüfstand ähnlich einer VDA-Messung eine Sinusanregung mit verschiedenen Amplituden und Frequenzen verwendet, vgl. Gleichung (1). Das am Prüfstand gemessene Kraftsignal $F(t)$ und das vorgegebene Wegsignal $x(t)$ werden mittels einer Fast-Fourier Transformation (FFT), in den Frequenzbereich transformiert, [13]. Aus den resultierenden Spektren $F(j\omega)$ und $X(j\omega)$ können die dynamische Steifigkeit c_{dyn} und der Verlustwinkel φ als

$$c_{\text{dyn}} = \frac{|F(j\omega)|}{|X(j\omega)|}, \quad \varphi = \arg(F(j\omega)) - \arg(X(j\omega)) \quad (2)$$

bestimmt werden, welche häufig zur Charakterisierung von Gummilagern verwendet werden. Die elastischen und dämpfenden Anteile eines Gummilagers bei einer vorgegebenen Erregerfrequenz können dann über die Zusammenhänge

$$k_K = c_{\text{dyn}} \cdot \cos\varphi, \quad d_K = c_{\text{dyn}} \cdot \sin\varphi \quad (3)$$

berechnet werden, vgl. [7].

Die für das Poltern relevanten Amplituden können aus experimentellen Untersuchungen im Fahrversuch ermittelt werden. Um den Weg der Kolbenstange im Kopflager zu erhalten, wird die Differenz aus der gemessenen Beschleunigung am Lagergehäuse a_L und der Kolbenstangenbeschleunigung a_K zweifach integriert, d.h. $s = \iint (a_L(t) - a_K(t)) dt^2$.

Im Versuch resultieren daraus in Abhängigkeit der untersuchten Dämpferkennungen und Kopflager maximale Amplituden von ca. 0,01mm. Das Fußlager ist deutlicher steifer ausgelegt als

das Kopflager, weshalb sich hier noch deutlich kleinere Amplituden als beim Kopflager ergeben. Die meisten für die Untersuchung von Gummilagern konzipierten Prüfstände können Amplituden in dieser geringen Größenordnung nicht abfahren. An dem verwendeten Prüfstand können zumindest Amplituden von 0,02mm mit ausreichender Genauigkeit am Prüfobjekt aufgebracht werden. Die dynamischen Steifigkeiten der beiden in diesem Beitrag untersuchten Kopflager sind für ausgewählte Amplituden und Frequenzen in Bild 6 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass Lager 2 (schwarz) für alle untersuchten Amplituden und Frequenzen eine höhere dynamische Steifigkeit aufweist als Lager 1 (grau).

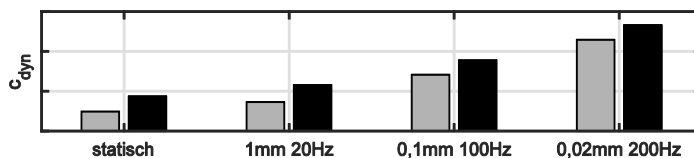


Bild 6: Vergleich der Kopflagersteifigkeiten (Lager 1: grau; Lager 2: schwarz)

Da die Steifigkeit der Ölsäule k_o , k_u und der Gasfeder k_G nur mit erheblichem Aufwand verändert werden können und zudem keine Abstimmparameter bei der Fahrwerksabstimmung darstellen, soll eine Veränderung dieser Parameter in diesem Beitrag nicht untersucht werden. Neben der Veränderung der Gummilagersteifigkeiten wird lediglich eine Veränderung der Kolbenstangenmasse m_K und der Dämpferrohrmasse m_R untersucht. Die verwendeten Zusatzmassen sind in Bild 3 dargestellt und erhöhen die Kolbenstangenmasse um 149% bzw. die Dämpferrohrmasse um 138%.

3. Bestimmung des für das Poltern relevanten Frequenzbereichs

Wie einleitend dargestellt wird der für das Poltern relevante Frequenzbereich in der Literatur sehr unterschiedlich angegeben. Um den relevanten Frequenzbereich zu bestimmen, wird hier eine eigene Probandenstudie mit 23 Experten der Daimler AG durchgeführt, welche alle über Erfahrung im Bereich der Polterbeurteilung von Fahrzeugen verfügen.

Das mit dem Kunstkopf in Bild 2 gemessene Schalldrucksignal beim Befahren der Schlechtwegstrecke wird mit Hilfe eines Butterworth-Bandpassfilters [13] mit unterschiedlichen Grenzfrequenzen gefiltert, wobei die Bandbreite jeweils auf 100Hz festgelegt wird. Insgesamt werden damit 14 verschiedene, zu bewertende Modifikationen des Schalldrucksignals erzeugt, wobei die gewählten Grenzfrequenzen im Bereich zwischen 50Hz und 800Hz den gesamten in der Literatur angegebenen Frequenzbereich abdecken. Die Probandinnen und Probanden hören die resultierenden Signale und sollen diese anschließend bewerten, wo Noten zwischen

1 (kein Poltern hörbar) bis 9 (starkes Poltern hörbar) abgegeben werden können. Die Befragungsergebnisse werden im Folgenden in Form eines Box-Whisker-Plots dargestellt, siehe Bild 7(a). Daraus können der Medianwert, die höchste sowie die niedrigste abgegebene Bewertung sowie der Bereich, in dem 50% der Antworten liegen, abgelesen werden. In Bild 7(b) sind die Ergebnisse des Hörversuchs dargestellt. Auf der x-Achse sind die jeweiligen Mittelwerte der Frequenzbänder aufgetragen. Ein Mittelwert von 100Hz bedeutet beispielsweise, dass bei dem zu bewertenden Signal ein Bandpassfilter mit einer unteren Grenzfrequenz von 50Hz und einer oberen Grenzfrequenz von 150Hz angewendet wird.

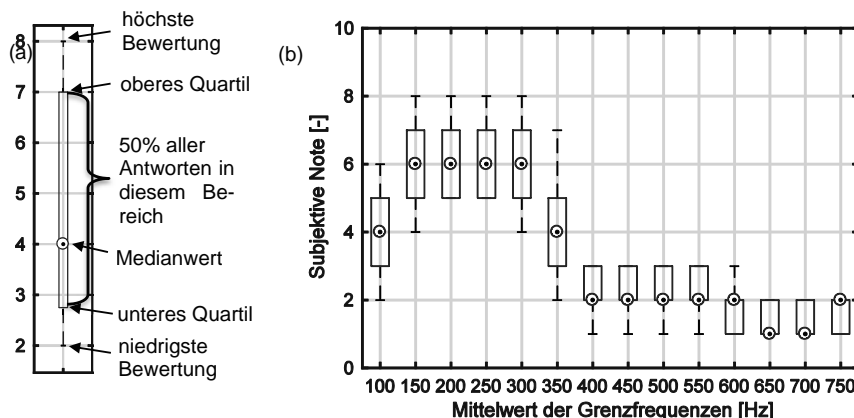


Bild 7: Aufbau eines Box-Whisker-Plots (a) und subjektive Bewertung der verschiedenen Frequenzbereiche (b)

Offensichtlich wird das Poltergeräusch im vergleichsweise niederfrequenten Bereich zwischen 100Hz und 350Hz am stärksten wahrgenommen, während die Probandinnen und Probanden im höherfrequenten Bereich ab ca. 400Hz beinahe kein Poltern hören. Im folgenden Abschnitt soll untersucht werden, ob eine Unterscheidung zwischen einer subjektiv guten Variante und einer subjektiv schlechten Variante im unteren Frequenzbereich durch eine objektive Messgröße möglich ist. Da Poltergeräusche in Zukunft frühzeitiger als bisher im Fahrzeugentwicklungsprozess erkannt werden sollen und Prototypen bzw. Vorserienfahrzeuge akustisch meist nicht optimal sind, wird eine Objektivierung anhand einer Beschleunigungsmessung angestrebt.

4. Untersuchung von Einflussgrößen auf das Poltergeräusch

Im Folgenden wird im Fahrversuch untersucht, mit welchen Stellgrößen die Polterneigung eines Fahrzeugs beeinflusst werden kann. Dazu werden zunächst die beiden Kennungen aus Abschnitt 2 gegenübergestellt und anschließend Massen und Lagersteifigkeiten verändert.

4.1. Änderung der Dämpferkennung

Eine Änderung der Dämpferkennung und die damit verbundene Änderung der VDA-Kennlinie bewirkt einen abweichenden Krafteintrag in das gesamte Schwingungssystem bestehend aus Radträger, Dämpferrohr, Kolbenstange und Dämpferdom und verändert die zugehörigen Beschleunigungen a_{RT} , a_R , a_K und a_D . Bild 8 zeigt die zugehörigen Frequenzspektren für die beiden untersuchten Kennungen aus Bild 4. Subjektiv wird Kennung 2 besser bewertet als Kennung 1.

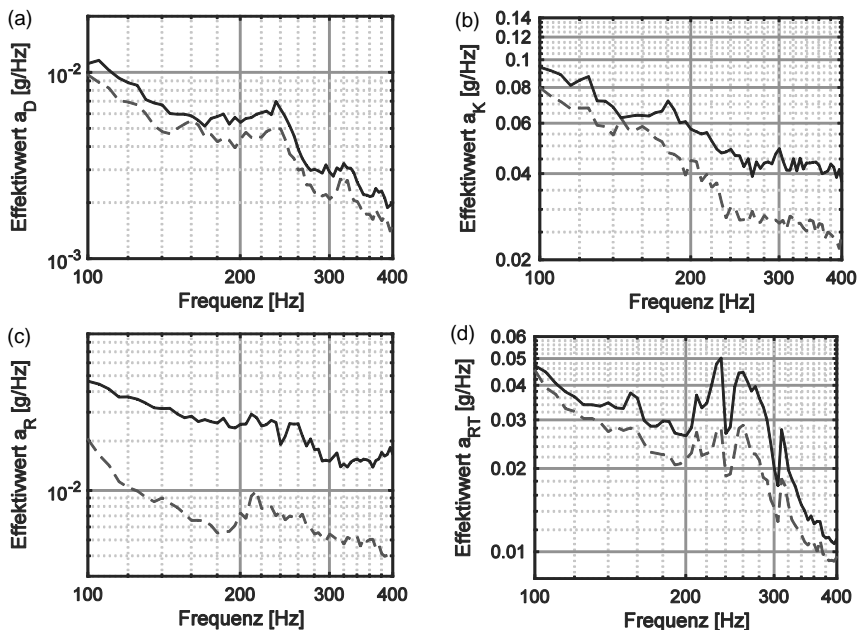


Bild 8: Dombeschleunigung (a), Kolbenstangenbeschleunigung (b), Dämpferrohrbeschleunigung (c) und Radträgerbeschleunigung (d) bei Variation der Dämpferkennung (– Kennung 1; -- Kennung 2)

Da an allen Messstellen Kennung 2 geringere Beschleunigungswerte aufweist, korreliert in diesem Fall die subjektive Bewertung sehr gut mit allen vier objektiven Messgrößen. Eine Charakterisierung des Polterverhaltens zum Beispiel anhand der Kolbenstangenbeschleunigung, wie oftmals in der Literatur vorgenommen, wäre demnach bei Variation der Dämpferkennung zulässig. In Bild 4 weist die VDA-Kennlinie der subjektiv besser bewerteten Kennung 2 vor allem im Übergang von der Voröffnung zur Ventilöffnung geringere Krümmungen auf, woraus die geringeren Beschleunigungen resultieren. Demnach sind Kennlinien mit geringer Krümmung hinsichtlich der Polterneigung zu bevorzugen, was auch die Annahme aus [2] bestätigt, wonach eine lineare Kennlinie aus poltertechnischer Sicht als Optimum vorgeschlagen wird.

4.2. Untersuchung des Einflusses der Kolbenstangemasse und deren Lagerung

In einer weiteren Untersuchung wird die Steifigkeit des Kopflagers verändert, sowie eine Zusatzmasse an der Kolbenstange angebracht. Dabei werden folgende drei Konfigurationen mit unterschiedlichen subjektiven Bewertungen untersucht:

- Lager 1 mit Gewicht (subjektiver Medianwert: 5),
- Lager 1 ohne Gewicht (subjektiver Medianwert: 7) und
- Lager 2 ohne Gewicht (subjektiver Medianwert: 8).

Bild 9 zeigt die zugehörigen Dombeschleunigungen a_D und Kolbenstangenbeschleunigungen a_K .

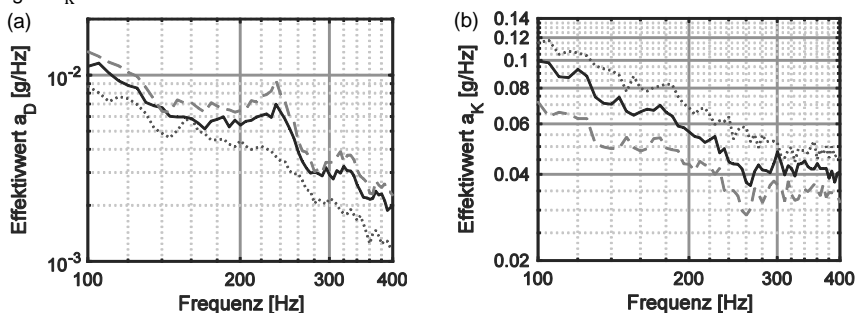


Bild 9: Dombeschleunigung (a) und Kolbenstangenbeschleunigung (b) bei Variation der Masse der Kolbenstange und deren Lagerung (--- Lager 1 mit Gewicht; – Lager 1 ohne Gewicht; - - Lager 2 ohne Gewicht)

Es wird ersichtlich, dass sich anhand der Dombeschleunigung und der Kolbenstangebeschleunigung nicht die gleiche Abstufung ergibt. Die subjektiv am besten bewertete Konfiguration „Lager 1 mit Gewicht“, weist am Dämpferdom die geringsten Beschleunigungswerte auf, wohingegen an der Kolbenstange die größten Beschleunigungswerte aller Konfigurationen auf-

treten. Die subjektive Bewertung korreliert demnach in diesem Fall mit der Dombeschleunigung und nicht mit der Kolbenstangenbeschleunigung. Zudem zeigt sich, dass eine geringere Kopflagersteifigkeit (vgl. Bild 6) sowie eine erhöhte Kolbenstangenmasse das Polterverhalten eines Fahrzeugs verbessern.

4.3. Untersuchung des Einflusses der Dämpferrohrmasse und deren Lagerung

In einer letzten Untersuchung werden die Einflüsse aus dem Fußlager und der Masse des Dämpferrohres untersucht. Dabei werden die drei Konfigurationen

- Fußlager 1 mit Gewicht,
- Fußlager 1 ohne Gewicht und
- Fußlager 2 ohne Gewicht,

welche subjektiv alle fast gleich bewertet werden, getestet. In Bild 10 sind die entsprechenden Dämpferrohrbeschleunigungen a_R und die Dombeschleunigungen a_D dargestellt.

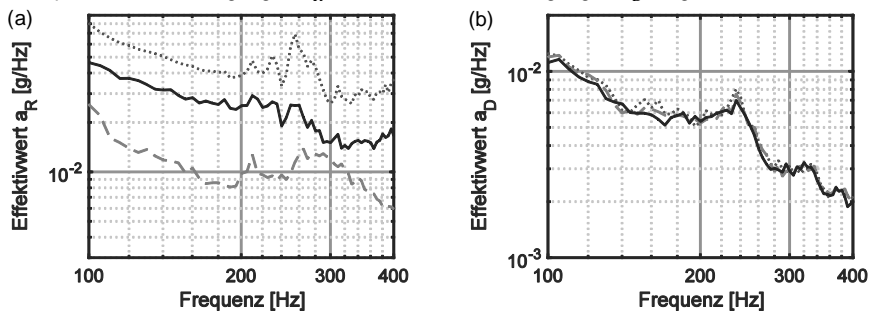


Bild 10: Dämpferrohrbeschleunigung (a) und Dombeschleunigung (b) bei Variation der Masse des Dämpferrohres und dessen Lagerung (.... Fußlager 1 mit Gewicht; – Fußlager 1 ohne Gewicht; - Fußlager 2 ohne Gewicht)

Es ist deutlich zu erkennen, dass sich anhand der Dombeschleunigung nur geringe Unterschiede bei den drei Konfigurationen ergeben, wohingegen anhand der Dämpferrohrbeschleunigung deutliche Unterschiede erkennbar sind. Diese Messergebnisse bestätigen, dass sich mit nahezu gleichen Dombeschleunigungen die fast gleichen subjektiven Bewertungen ergeben und damit die hervorragende Eignung der Dombeschleunigung als Objektivierungskriterium für Poltergeräusche. Außerdem kann daraus geschlossen werden, dass sich Poltergeräusche nur über den Dämpferdom in den Fahrzeuginnenraum übertragen und eine Übertragung über den Radträger nicht stattfindet. Zudem zeigt sich, dass sich die Schwingung der Kolbenstange bzw. des Dämpferdoms und die Schwingung des Dämpferrohres und des Radträgers im für das Poltern relevanten Frequenzbereich gegenseitig fast nicht beeinflussen. Eine

Kopplung der Kolbenstange und des Dämpferrohres über die Gassteifigkeit bzw. die Steifigkeit der Ölsäule (siehe Bild 5) ist im relevanten Frequenzbereich nur in sehr geringem Maß vorhanden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im Probandenversuch wird der Frequenzbereich zwischen 100Hz und 350Hz als für das Poltern relevanter Frequenzbereich identifiziert. Die Polterneigung zweier Konfigurationen kann anhand der Kolbenstangenbeschleunigung nur dann charakterisiert werden, wenn lediglich die Dämpferkennung verändert wird. Wird dagegen die Steifigkeit des Dämpfer-Kopflagers verändert, ergibt sich bei einem verbesserten Polterverhalten eine erhöhte Kolbenstangenbeschleunigung. Aus diesem Grund wird vorgeschlagen, im zukünftigen Fahrzeugentwicklungsprozess die Dombeschleunigung als Objektivierungskriterium für Poltergeräusche heranzuziehen. Mögliche Einflussparameter am Dämpferbein auf das Poltergeräusch sind die Dämpferkennung, die Steifigkeit des Dämpferkopflagers und die Kolbenstangenmasse, während das Poltergeräusch durch Veränderung der Fußlagersteifigkeit oder der Dämpferrohrmasse nicht beeinflusst werden kann.

In vorliegendem Beitrag werden Fahrversuche herangezogen, um das Polterverhalten eines Dämpferbeins zu untersuchen. Da der Umbau des Versuchsfahrzeugs und die Durchführung der Fahrversuche einen erheblichen Zeitaufwand bedürfen, erscheint es als sinnvoll, in zukünftigen Arbeiten auch die Möglichkeit der Untersuchung der Polterneigung von Dämpferbeinen auf Prüfständen zu untersuchen.

Literatur

- [1] Yamauchi, H., Sugahara, T., Mishima, M. & Noguchi, E.: Theoretical Analysis and Proposition to Reduce Self-Excited Vibration of Automotive Shock Absorber, SAE Technical Paper, doi: 10.4271/2003-01-1471, 2003.
- [2] Tran, P. M.: Untersuchung des dynamischen Schwingungsverhaltens von Dämpfermodulen bestehend aus Schwingungsdämpfer und Dämpferlager, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2013.
- [3] Kim, B.S., Bae, K. I., Chang, S., Ryu, J. S. & Cho, K.: Optimal Rear Suspension Design for the Improvement of Ride Comfort and Suspension Noise, SAE Technical Paper, doi: 10.4271/2012-01-0975, 2012.
- [4] Bartolini, N., Scappaticci, L., Castellani, F. & Garinei, A.: The Knocking Noise on Twin Tube Shock Absorbers: Individuation and Analysis of the Phenomenon, SAE Technical Paper, doi: 10.4271/2016-01-1549, 2016.

- [5] Benaziz, M., Nacivet, S. & Thouverez, F.: A Shock Absorber Model for Structure-borne Noise Analyses, *Journal of Sound and Vibration*, Nr. 349, S. 177-194, doi: 10.1016/2015-03-034, 2015.
- [6] Johnsson, R., Odelius, J. & Rantatalo, M.: A New Test Track for Automotive Squeak and Rattle (S&R) Detection, *Applied Acoustics*, Nr. 80, S. 79-85, doi: 10.1016/2014-01-010, 2014.
- [7] Stretz, A.: Komfortrelevante Wechselwirkung von Fahrzeugschwingungsdämpfern und den elastischen Dämpferlagern, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2011.
- [8] Kruse, A.: Characterizing and Reducing Structural Noises of Vehicle Shock Absorber Systems, *SAE Technical Paper*, doi: 10.4271/2002-01-1234, 2002.
- [9] Eickhoff, M., Kruse, A., Tischer, A., Pagel, J. & Marquar, H.: Dynamische Eigenschaften eines Stoßdämpfermoduls – Optimierung der Fahrzeugakustik, *ATZ* 111, S. 358-366, doi: 10.1007/BF03222074, 2009.
- [10] Huang, H. B., Li, R. X., Huang, X. R., Lim, T. C. & Ding, W. P.: Identification of Vehicle Suspension Shock Absorber Squeak and Rattle Noise Based on Wavelet Packet Transforms and Genetic Algorithm-Support Vector Machine, *Applied Acoustics*, Nr. 113, S. 137-148, doi: 10.1016/2016-06-016, 2016.
- [11] Wu, G. & Wu, H.: Vibro-Impact Analysis of Manual Transmission Gear Rattle and Its Sound Quality Evaluation, *Int. J. Commer. Veh.* 10, S. 184-192, doi: 10.4271/2017-01-0403, 2017.
- [12] Heißig, B., Ersoy, M., Gies, S.: *Fahrwerkhandbuch – Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*, Springer Vieweg, Wettstetten, 2013.
- [13] Meyer, M.: *Signalverarbeitung: Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011.

Experimental Study of the Tire Cavity Noise and its Correlation with the Exterior Tire-Road Noise Emission

Julien Pinay M.Sc., Prof. Dr. rer. nat. **Frank Gauterin**,
Dr.-Ing. **Hans-Joachim Unrau**, Karlsruher Institut für Technologie,
Karlsruhe

Abstract

Noise due to the contact between the tire and the road is taking more and more importance in the development of cars, tires, and road coverings. This noise influences the comfort perception of the driver and the living quality of the surrounding people and has to be taken into account during the tire development. A recent study from the Danish Ministry of Infrastructure and Environment estimated that a reduction of the tire-road noise emission of 6 dB(A) between 2009 and 2020 could save 11 billion euros yearly by reducing the number of annoyed people by 13 million and the number of sleep disturbed people by 6 million.

Nowadays, several methods are used to quantify the noise of a rolling tire. All of them are, however, cost- and time-expensive, lack mobility, and are dependent on the surrounding weather and operating conditions. With a self-developed measurement system, it is now possible to predict the emitted tire-road noise by measuring the noise inside the tire cavity.

In this study, reproducible measurements were realized on a tire test bench, where the tire cavity noise and the exterior tire-road noise were simultaneously recorded. The influence of many parameters, such as the driving speed, tire load, inflation pressure, and tire cavity air temperature, on the cavity noise were studied. In the end, a correlation between the tire cavity noise and the exterior tire-noise was found.

This study is a first step towards reducing the time and the costs needed for standard acoustic measurements for tire homologations or for assessing the acoustic quality of different road surfaces. Our measurement method is namely not influenced by the surrounding buildings and can be used without any interference in the flowing traffic. The costs for the needed hardware are also negligible compared to the conventional exterior noise measurement systems. However, the transferability of the results on the tire test rig to field measurements still has to be checked and shall be done in a future study.

1. Introduction

Noise due to the contact between the tire and the road is taking more and more importance in the development of cars, tires and road coverings. This noise has consequences on the appreciation of the living quality near the road [1]. Traffic noise is composed of many noise sources. Among them can be cited motor and powertrain noises, aerodynamic turbulences, noise caused by the exhaust system or brake squealing. However, it was demonstrated in [2] that nowadays, tire-road noise induces the major part of traffic noise not only above 40km/h, but in all driving conditions. This tendency is going to increase given the growing interest in electro-mobility, and, therefore, the reduction of the acoustic contribution of combustion engines.

Traffic noise has an impact on public health. The long-time exposure to traffic noise increases the risk of having cardiovascular diseases [3], hypertension [4] or myocardial infarction [5]. The economy is also impacted by tire-road noise, as countermeasures are needed to prevent the immission of noise into housings. While extra-costs have to be taken on for noise abatement measures close to noisy road infrastructures, the value of properties is decreased due to traffic noise [6]. Some studies already noticed discounts of 12 to 30 percent for houses and lands due to traffic noise [7, 8]. A recent study performed by the Danish Ministry of Infrastructure and Environment estimated the costs savings by reducing the tire-road noise by 6 dB(A) between 2009 and 2020 [9]. Such a reduction of the tire-road noise would lead to 13 million less people annoyed and 6 million less people sleep-disturbed by tire-road noise.

Nowadays, two methods are mainly used to analyze and quantify tire-road noise: the Pass-By method and the Close-Proximity (CPX) method. At the Institute for Vehicle System Technology, a new measurement system was developed in the framework of an environmental research plan (UFOPLAN 2014) with the German federal ministry for environment, nature conservation, and nuclear safety. This device measures the noise within the tire torus cavity. Road texture will induce tire vibrations, which can be recorded by the microphone while driving. This method was firstly developed by Bschorr in 1981 [10]. This Tire Cavity Sound Measurement System (TCSMS) has many advantages compared to other methods. Tire cavity sound measurements are not disturbed by any unwanted noises such as wind, other vehicle noise, or reflection phenomena due to nearby buildings. This means that the measured road does not have to be closed, and the measurement can take place in the flowing traffic. This TCSMS is still being further developed, and its future construction costs should soon be reduced from 6100 to 175 euros, enabling an application in fleet operational tests [11]. An automatic recognition of the road surface type using specific machine learning algorithms is possible with the TCSMS [12, 13].

The influence of some operating parameters were done experimentally in [14]. However, the focus was made on the first tire cavity resonance and not on the global tire cavity noise. In this study, we analyzed the influence of operating parameters such as the driving speed, inflation pressure, and surface roughness on the TCSMS signal. We designed and carried out an experimentation plan in order to simultaneously measure the noise inside the tire cavity, and the noise emitted outside the tire according to the CPX method. The influence of operating parameters on the tire cavity noise was analyzed with a first statistical model. We then made several statistical analyses to predict the results from the CPX measurements based on noise measurements inside the tire cavity. In this study, we present a method to efficiently assess the acoustic quality of different road surfaces by making a prediction of the outer noise emission.

2. Measurement system

2.1. The Inner Drum Test Rig

The inner drum tire test bench (see Figure 1) consists of a rigid wheel carrying system and a drum with a diameter of 3.8 m. Both the tire (hydraulic) and the drum (electric) can be driven up to 200 km/h, whereby different slip-conditions can be adjusted. With the aid of a hydraulic system, wheel load (up to 15 kN), slip angle ($-20^\circ \dots 20^\circ$) and camber angle ($-10^\circ \dots 20^\circ$) can be continuously varied. Artificial corundum surfaces can be stuck on the steel drum. Different track segments containing real asphalt or concrete surfaces can also be mounted on the test rig. It is furthermore possible to study the influence of wet, snowy and icy surfaces on the tire-road contact as the test stand is enclosed in a climate chamber. This allows the entire test rig to cool down or heat up between -15°C and $+30^\circ\text{C}$. Since the test bench uses a large inner drum, the influence of the road curvature on the cornering or longitudinal tire stiffness is relatively low compared to an outer drum tire test bench. This curvature influence can be corrected according to a formula presented in [15]



Fig.1: The Inner Drum facility of the Institute of Vehicle System Technology from the Karlsruhe Institute of Technology

Acoustic measurements can be realized either in stationary, accelerating or decelerating conditions. If an accelerating or braking moment is applied to the tire, then an acoustic and vibrational isolation extension has to be mounted between the measurement and the power unit rooms. If all operating parameters are kept constant, the settings of the wheel carrying system can be mechanically fixed to enable the switch-off of the hydraulic power system. Acoustic panels are mounted on the test room walls to prevent noise reflection on the test rig.

2.2. The Tire Cavity Sound Measurement System

The data analyzed in this paper were acquired with a self-developed Tire Cavity Sound Measurement System (TCSMS) [16]. The method and the system are schematized in Figure 2. The road texture leads to a displacement of the tire carcass, which induces a noise field into the tire torus. As the sound absorption is low, the tire cavity can be considered as a reverberant room. It can thus be deduced that the sound field is homogeneous and can be measured by only one acoustic sensor. The Sound Pressure Level (SPL) in the tire cavity can be higher than 150 dB with reference value 20 μ Pa [17].

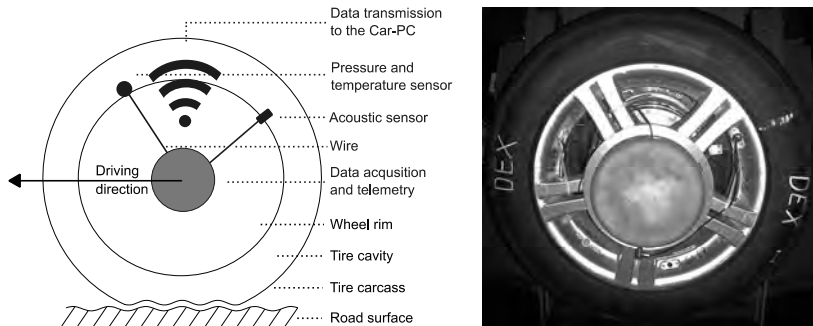


Fig. 2: Schematic layout of the TCSMS (from [12]) and its implementation on the inner drum facility

The components of the measurement system, their manufacturer and model are shown in Table 1. The GPS system (not used on the test bench) has a sample rate of 10 Hz and a resolution of less than 0.6 m in a 0.95 confidence interval. The acoustic sensor can measure SPL up to 180.3 dB with reference value 20 μ Pa, has a frequency range of 50 to 5,000 Hz, a sensitivity of 0.218 mV/Pa, a resolution of 77 dB, and integrated acceleration compensation. The air pressure sensor has a sensitivity of 20 mV/bar and a measuring range of -10 to +10 bar. The temperature sensor has a sensitivity of 4 mV/ $^{\circ}$ C and measures temperatures from -35 to 120 $^{\circ}$ C. The data acquisition device has four channels with a sample rate of 61.2 kHz and a resolution of 24 bit. It also provides a constant-current regulated DC voltage source for the integrated circuit piezoelectric acoustic sensor. The sample rate for the analogue to digital conversion of the acoustic sensor was set to 25,600 Hz. The sensors and the data acquisition device were attached to a Rondell 0048 - 7.5 x 16 wheel rim.

Table 1: Overview of the components building the TCSMS

Component	Manufacturer	Model	Sensor Type
Acoustic sensor	PCB	103B02	ICP
Pressure sensor	Keller	Serie 7	Piezo-resistive
Temperature sensor	Keller	Serie 7	PT1000
Data acquisition	National Instruments	NI 9234	
Data transmission	National Instruments	cDaq-9191	
GPS	Hemisphere	A100 Smart Antenna	

2.3. Experiments Realization

2.3.1. Road Surface

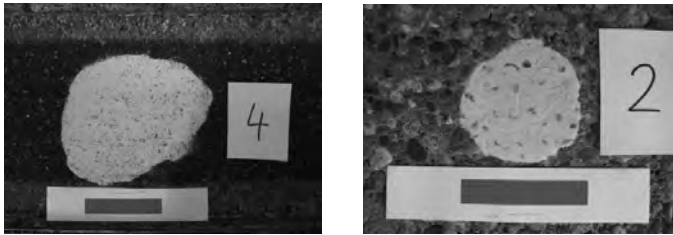


Fig. 3: Selected road surfaces for this study. The white stain corresponds to the measurement of the Mean Texture Depth with the sand patch method

We need a high difference in the surface roughness to study the influence of the road surface on the tire cavity noise. This is why we chose a smooth asphalt 0/5 (left image of Figure 3) and a rough concrete surface 0/16 (right image of Figure 3). The asphalt surface should not excite the tire cavity resonances as strongly as the rough concrete surface. We measured the Mean Texture Depth (MTD) using the sand patch method for both surfaces. The asphalt and concrete surfaces have a MTD of 0.35 and 1.08mm respectively. The Mean Profile Depth (MPD) is another parameter used to describe the road surface roughness. As the measurement of this parameter is less user-dependent and, therefore, more objective, it was used in all statistical analyses. We computed the MPD according to the ISO 13473-1 standard. The asphalt surface has a MPD of 0.56 mm and the concrete surface a MPD of 1.38 mm.

2.3.2. Tire Design

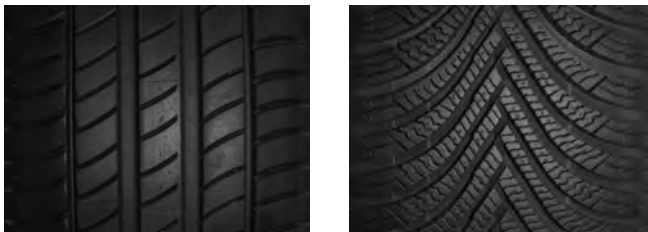


Fig. 4: Selected tires for this study (left: Summer, right: Winter)

We developed a special rim for the TCSMS, whose dimension is (7.15 x 16). The chosen tire size is 225/55R16, a common size for this rim. The studied tires are a summer and a winter

tire, whose tread pattern geometries and characteristics can be seen in Figure 4 and Table 2 respectively.

Table 2: Characteristics of the studied tires

Tire	Summer	Winter
Dimension	225/55R16 95W	225/55R16 99H
Rolling resistance	C	C
Wet Grip	A	B
Noise emission	69 dB	71 dB

2.3.3. Chosen Experimentation Plan

To study the influence of the operating conditions on the tire cavity noise, we used a full factorial experimentation plan, having four parameters: driving speed, temperature of the tire cavity air, tire load, and inflation pressure. We performed the measurements on stationary conditions, with camber or sideslip angles fixed at 0°. We chose three steps for the four influencing factors (see Table 3). For each tire-road pairing, 81 measurements were therefore realized. We also used a pressure regulation system in order to avoid coupling between air temperature and air pressure.

Table 3: Values of the operating conditions chosen for the experimental design

Parameter	Lower value	Middle value	Higher value
Driving speed (km/h)	30	60	90
Tire cavity temperature (°C)	10	20	30
Tire load (N)	2400	3600	4800
Inflation pressure (bar)	2.0	2.5	3.0

3. Statistical Analysis of the Tire Cavity Noise

3.1. Preliminary Analysis

In order to evaluate the linearity of the operating parameters influence, we performed a preliminary analysis of the measured SPL inside the tire cavity (SPL_{TCSMS}), depending on the operating parameters. Figure 5 indicates that the logarithm of the driving speed has a linear relationship with SPL_{TCSMS} . This observation is also valid and well known for the emission of exterior tire-road noise [18]. To ensure the validity of this hypothesis, we tested the summer tire on the concrete surface at different speeds between 20 and 90 km/h with a fixed tire load, inflation pressure, and temperature. We obtained the simplest and best fitting relationship with the logarithm function (see Figure 6).

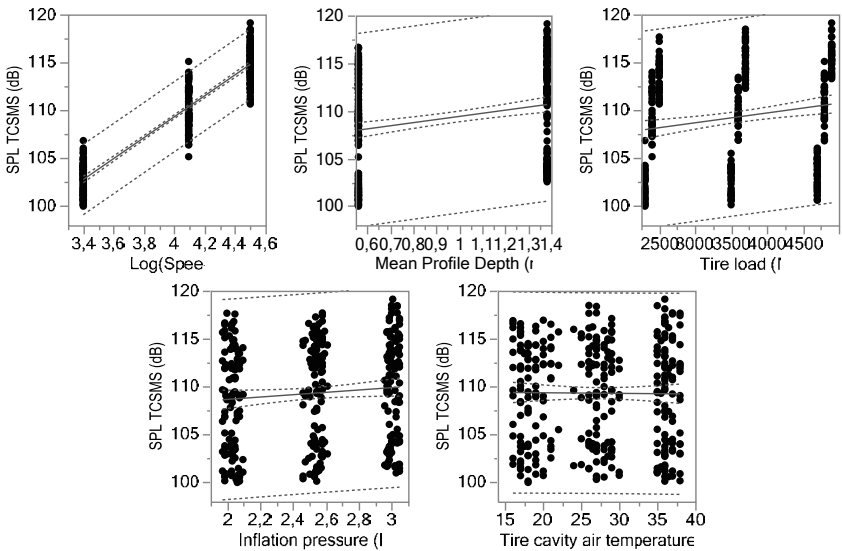


Fig. 5: Scatter plot of the tire cavity’s sound pressure level depending on various operating variables

Figure 5 also reveals that the MPD, the tire load, and the inflation pressure have a linear influence on SPL_{TCSMS} . On the contrary, it seems that the leverage of the tire cavity air temperature over SPL_{TCSMS} is almost null.

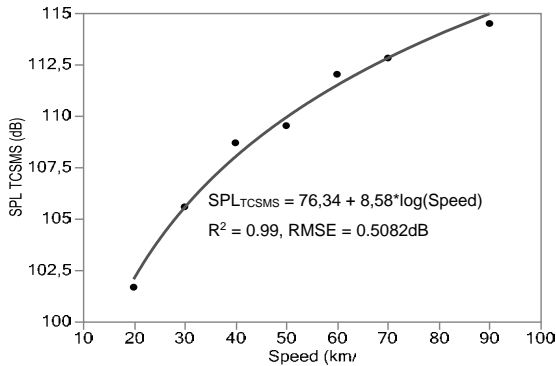


Fig. 6: Speed influence on the tire cavity’s sound pressure level for the summer tire on concrete

3.2. Operating Parameters Influence on the SPL Inside the Tire Torus

We performed a multiple linear regression in order to predict the SPL inside the tire cavity (SPL_{TCSMS}). We used the following parameters as regressors:

- The logarithm of the driving speed
- The air temperature inside the tire cavity
- The inflation pressure
- The tire load
- The road surface roughness characterized by the MPD

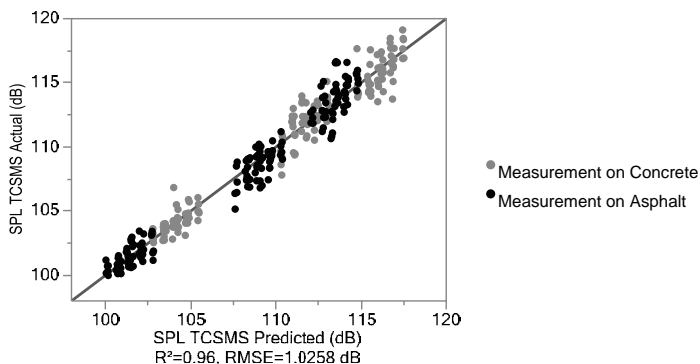


Fig. 7: Prediction of the tire cavity's sound pressure level based on its monitoring variables.

The straight line corresponds to the regression's line of fit with a 95% confidence interval

To study the statistical significance of the parameters, we performed, at first, a multiple linear regression with every regressor. A t-test determines the statistical influence of each parameter. (Table 4). We can deduce that the temperature of the gas filling the tire torus is statistically non-significant in order to predict SPL_{TCSMS} , whereas the driving speed and the MPD are two predominant influencing factors. Although the temperature is not significant, the negative value of its estimate seems realistic, as an increased temperature will lead to a decreased contact stiffness and an increased contact damping. The tire will therefore damp more the roughness-induced vibrations and reduce their transmission from the carcass towards the air torus.

Table 4: Sorted parameter estimates for the multiple linear regression between the tire cavity's sound pressure level and the operating parameters

Term	Estimate	Standard error	t-Ratio	Prob> t
Driving speed	10.83	0.126	85.94	<0.01%
Mean Profile Depth	3.27	0.139	23.52	<0.01%
Tire load	6.104e-4	0.583e-4	10.47	<0.01%
Inflation pressure	1.209	0.142	8.50	<0.01%
Tire cavity air temperature	-1.298e-3	7.673e-3	-0.17	86.57%

We retain only the significant regressors for a second multiple linear regression. Figure 7 illustrates the regression results in the form of an "Actual by Predicted Plot". As both tires have the same dimension and, therefore, have a similar cavity form, no difference was assumed between them for the statistical analysis. It is therefore possible to compute SPL_{TCSMS} for each tire having the dimension 225/55R16. The standard deviation obtained with this multiple linear regression is of approximately 1 dB.

3.3. Prediction of the Outer Noise Emission Based on the Noise Inside the Tire Torus

3.3.1. Road Surface Properties Unknown

If we use the TCSMS on public road in flowing traffic in order to have a first estimation of the tire-road noise emission, then it is not possible to monitor the surface roughness and use geometrical parameters in our statistical model. We developed another statistical model, which uses only the SPL inside the tire torus and control variables such as tire load, inflation pressure, and tire torus temperature as regressors to predict the SPL according to CPX measurements.

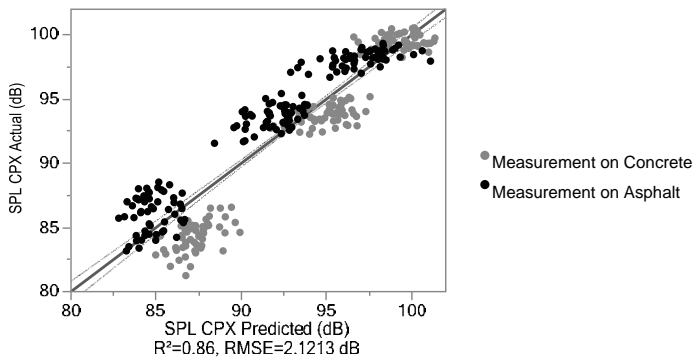


Fig. 8: Prediction of the close-proximity's sound pressure level based on the tire cavity's sound pressure level and its monitoring variables. The straight line corresponds to the regression's line of fit with a 95% confidence interval

We used a mixed stepwise regression with each possible parameter and its interactions in order to obtain the best statistical fit. The stopping rule used P-value thresholds. To ensure that the best model was chosen, we also checked that the corrected Akaike Information Criterion (AICc) and the Bayesian Information Criterion (BIC) had the lowest value possible [19]. We retained a linear model with only the SPL_{TCSMS} , inflation pressure, and air temperature of the tire cavity. Table 5 and Figure 8 respectively depict the characteristics and prediction outputs of the optimal regression. We found the best correlation to have a R^2 value of 0.86 and a standard deviation of 2.1 dB.

Table 5: Sorted parameter estimates for the multiple linear regression between the close-proximity's sound pressure level and its regressors (tire cavity's sound pressure level and its monitoring variables)

Term	Estimate	Std Error	t Ratio	Prob> t
Tire cavity's sound pressure level	1.007	0.022	45.06	<0.01%
Inflation pressure	-1.216	0.2967	-4.11	<0.01%
Tire cavity air temperature	-0.059	0.016	-3.76	0.02%

3.3.2. Road surface properties known

In this part of the study, we present a prediction of the SPL according to the CPX method (ISO 11819-2 standard) based on measurements realized with the TCSMS. We suppose that

the Mean Profile Depth (MPD) of the road surface is known. The procedure for the choice of the best statistical fitting remains unchanged.

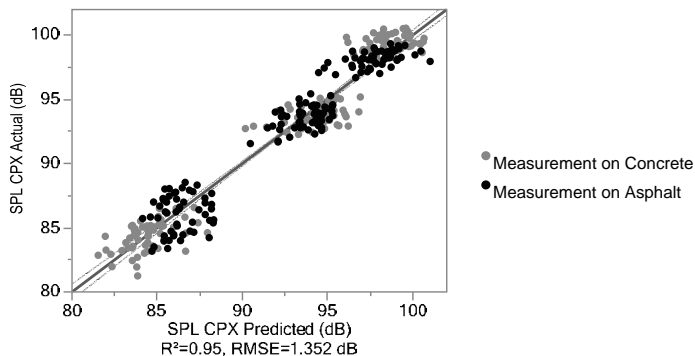


Fig. 9: Prediction of the close-proximity tire-road noise sound pressure level based on the tire cavity's sound pressure level, its monitoring variables and the Mean Profile Depth of the road surface. The straight line corresponds to the regression's line of fit with a 95% confidence interval

We obtain the best statistical fitting by adding the quadratic influence of SPL_{TCSMS} and the interaction between SPL_{TCSMS} and the MPD to the model (see Table 6 and Figure 9 for more statistic details). By adding the road surface characteristics into the statistical model, then the prediction results improved by approximately 0.8 dB compared to the previous statistical analysis. The R^2 coefficient also increased from 0.86 to 0.95.

Table 6: Sorted parameter estimates for the multiple linear regression between the close-proximity's sound pressure level and its regressors (tire cavity's sound pressure level, its monitoring variables and the Mean Profile Depth of the road surface)

Term	Estimate	Std Error	t Ratio	Prob> t
Tire cavity's sound pressure level (SPL_{TCSMS})	1.063	0.015	70.11	<0.01%
Mean Profile Depth (MPD)	-3.594	0.190	-18.95	<0.01%
$(MPD-0.9721)*(SPL_{TCSMS}-109.311)$	0.421	0.041	10.19	<0.01%
Inflation pressure	-1.308	0.189	-6.93	<0.01%
Tire cavity air temperature	-0.0528	0.010	-5.21	<0.01%
$(SPL_{TCSMS}-109.311)^2$	-0.018	0.007	-4.91	<0.01%

4. Discussion

SPL_{TCSMS} is proportional to the logarithm of the driving speed, as the exterior tire-road noise [18]. As could be expected, the road surface roughness also has an important influence on the tire torus noise. However, only two surfaces were used, which is not enough to extract a reliable trend. The higher the load or the inflation pressure, the higher the SPL_{TCSMS} will be. Inflation pressure and load have namely an influence on the contact stiffness. The higher the inflation pressure, the higher the tire-contact stiffness. If the load increases, then the contact stiffness also increases and the contact damping decreases [20]. This will lead to a higher excitation of the road-induced tire carcass vibrations. Another consequence is the reduction of the damping coefficient and, therefore, a higher excitation of the tire torus cavity. An excellent correlation was found between the SPL inside the tire cavity and its monitoring variables. The measurement uncertainties can explain the standard deviation of 1 dB, just as the tire differences we did not take into account in this model. Even if the tire dimensions are identical, the architecture and the tread compound vary between these two tires, which leads to a different vibrational behavior and, thus, to different noises inside the tire cavity.

The prediction quality of the statistical model without road surface characteristics is low. We can extract two regression slopes from Figure 8: one for the grey points on asphalt and one for the black points on concrete. The surface roughness characterized by the MPD is therefore an important parameter to insert in the statistical analysis. With this parameter, Figure 9 indicates an enhancement of the correlation and an error reduction of 0.8 dB. Our results agree with the suppositions presented in [14]. The standard deviation obtained with our analysis is slightly above the measurement uncertainty correction used in [21].

Furthermore, the estimate values from Table 5 and Table 6 are almost identical for the driving speed, the inflation pressure, and the tire cavity temperature. We can deduce that the physical relationship between SPL_{CPX} and its regressors is the same for both regressions. We improved the prediction quality while avoiding the danger of overfitting.

5. Conclusion

The TCSMS is a device that measures the tire cavity noise. A better understanding of the tire cavity noise and its relationship with the outer tire-road noise is necessary in order to evaluate the acoustic quality of a tire-road combination. This is why we presented the main influence of operating parameters on the SPL of the noise inside the tire cavity. We studied the influence of the speed, tire cavity temperature, tire load, and inflation pressure on the SPL of the noise inside the tire cavity with two tires on two different surfaces. We also introduced a statistical model to have a first prediction of the CPX noise based on measurements with the

TCSMS. If the road surface properties are not available, we can achieve a prediction of SPL_{CPX} with a standard deviation of 2.1 dB. If we know the road surface properties, then the standard deviation decreases by approximately 0.8 dB. The parameter we used to describe the road surface roughness is the MPD.

The analysis we presented in this study can be used to develop an overview of the road acoustic quality. As the measurements are realized inside the tire cavity, they are not disturbed by any unwanted reflection or disturbance caused by the surrounding traffic. It is therefore easier and faster to create an acoustic mapping of the road infrastructure. We can also make a first prediction of the overall SPL emitted by one tire using only the TCSMS. This means that we do not need to close any public road or have a closed test track with free-field conditions to estimate the tire-road noise emission. Up to four different tires can also be tested at the same time with one car and four TCSMS, reducing again the time and costs for testing the acoustics performance of prototype or serial tires.

We saw in this study that tire cavity noise could give insight on the road surface influence on the tire-road noise formation mechanisms. Due to the place restriction on the tire test bench, we performed our measurements in near-field conditions; we could not collect information concerning the noise radiation in far-field conditions. Noise radiation is namely an important phenomenon which we cannot describe with the measurements and statistical analyses presented in this study. This is why this statistical model has to be enhanced in order to predict the outer tire-road noise for any tire-road combination in far-field conditions. Open porous asphalt would lead to an extreme excitation of the torus resonances while the outer noise emission would be effectively damped due to the absorption characteristics of this road surface type. There is a plan to develop this model with parameters describing the tire (tread compound, tread circumferential stiffness...) and the road surface (absorption coefficient...) using coast-by measurements, which are performed in far-field conditions.

6. List of abbreviations

AICc:	Corrected Akaike Information Criterion
BIC:	Bayesian Information Criterion
CPX:	Close-Proximity
MPD:	Mean Profile Depth
MTD:	Mean Texture Depth
SPL:	Sound Pressure Level
RMSE:	Root-Mean-Square Error
SPL _{CPX} :	Sound Pressure Level computed according to the CPX method
SPL _{TCSMS} :	Sound Pressure Level inside the tire cavity
TCSMS:	Tire Cavity Sound Measurement System

7. References

- [1] D. Ouis, "Annoyance from road traffic noise: a review," *Journal of Environmental Psychology*, vol. 21, no. 1, pp. 101–120, 2001.
- [2] U. Sandberg, "Tyre/road noise - Myths and realities," VTI 345-2001, 2001.
- [3] W. Babisch, "Road traffic noise and cardiovascular risk," *Noise and Health*, vol. 10, no. 38, p. 27, 2008.
- [4] G. Bluhm, E. Nordling, and N. Berglind, "Road traffic noise and annoyance--an increasing environmental health problem," (ENG), *Noise & health*, vol. 6, no. 24, pp. 43–49, 2004.
- [5] J. Selander *et al.*, "Long-term exposure to road traffic noise and myocardial infarction," (eng), *Epidemiology (Cambridge, Mass.)*, vol. 20, no. 2, pp. 272–279, 2009.
- [6] S. M. Taylor, B. E. Breton, and F. L. Hall, "The effect of road traffic noise on house prices," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 80, no. 4, pp. 523–541, 1982.
- [7] M. A. J. Theebe, "Planes, Trains, and Automobiles: The Impact of Traffic Noise on House Prices," *The Journal of Real Estate Finance and Economics*, vol. 28, no. 2/3, pp. 209–234, 2004.
- [8] M. Wilhelmsson, "The Impact of Traffic Noise on the Values of Single-family Houses," *Journal of Environmental Planning and Management*, vol. 43, no. 6, pp. 799–815, 2000.
- [9] M. Dittrich *et al.*, "Triple A Tyres for Cost-effective Noise Reduction in Europe," in *Euro-Noise 2015*.

- [10] O. Bschorr, J. Mittmann, A. Wolf, and M.-B.-B. G. Betriebsbereich, *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Abstrahlung von Reifenlärm: Zwischenbericht ; Contract 522-7291-TV-79-713*: Zentrale Berichtsstelle, Technisch-wissenschaftliche Information, Messerschmitt-Bölkow-Blohm, 1981.
- [11] J. Masino, B. Daubner, M. Frey, and F. Gauterin, "Development of a tire cavity sound measurement system for the application of field operational tests," in *2016 Annual IEEE Systems Conference (SysCon)*, Orlando, FL, USA, pp. 1–5.
- [12] J. Masino, J. Pinay, M. Reischl, and F. Gauterin, "Road surface prediction from acoustic measurements in the tire cavity using support vector machine," *Applied Acoustics*, vol. 125, pp. 41–48, 2017.
- [13] J. Masino, M.-J. Foitzik, M. Frey, and F. Gauterin, "Pavement type and wear condition classification from tire cavity acoustic measurements with artificial neural networks," (eng), *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 141, no. 6, p. 4220, <http://asa.scitation.org/doi/pdf/10.1121/1.4983757>, 2017.
- [14] Krauss O., Gauterin F, Klempau F, Leister G, Ed., *Cavity noise of passenger car tires – influencing factors and optimization measures*, 2010.
- [15] Augustin M., Unrau H. J., "TIME: Tire Measurements Forces and Moments: Workpackage 2: Analysis of Parameter influence on tyre-test results," in *VDI-Fortschritt-Berichte*.
- [16] Oliver Krauss and Frank Gauterin, Eds., *Analysis of tire road noise using a tire cavity sound measurement system*, 2012.
- [17] O. Bschorr, "Determination of Road Induced Tire Noise by Measuring the Torus Sound," *VDI BERICHTE*, vol. 1632, pp. 105–114, 2001.
- [18] U. Sandberg and J. A. Ejsmont, *Tyre/Road Noise - Reference Book*. Kisa: Informex, 2002.
- [19] J. Kuha, "AIC and BIC: Comparisons of Assumptions and Performance," *Sociological Methods & Research*, vol. 33, no. 2, pp. 188–229, 2004.
- [20] X. Shi and A. A. Polycarpou, "Measurement and Modeling of Normal Contact Stiffness and Contact Damping at the Meso Scale," *J. Vib. Acoust.*, vol. 127, no. 1, p. 52, 2005.
- [21] UNECE, "Regulation No. 117: Uniform provisions concerning the approval of tyres with regard to rolling sound emissions and/or to adhesion on wet surfaces and/or to rolling resistance," Feb. 2014.

Einfluß der Dynamik des Füllgases des Reifens auf Betriebszustände

Influence of the inflation gas dynamics of a tire on operational conditions

Dipl.-Ing. Dipl.-Math. **Axel Gallrein**, Dr. rer. nat. **Manfred Bäcker**,
Ing. **Francesco Calabrese**, Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern

Kurzfassung

Die Auslegung und Entwicklung von Fahrzeugen und Fahrzeugkomponenten im virtuellen Entwicklungsprozess basiert grundlegend auf den Kräften die beim Befahren einer Straße in das Fahrwerk übertragen werden. In dieser Übertragung spielt der Reifen eine zentrale Rolle, ist aber aufgrund verschiedener physikalischer Modellaspekte und Nicht-Linearitäten schwierig zu modellieren.

Das am Fraunhofer ITWM entwickelte Reifenmodell CDTire/3D ist ein strukturdynamisches, schalen-basiertes 3D-Reifenmodell und modelliert die einzelnen funktionalen Lagen des Reifenaufbaus von Felgenrand zu Felgenrand [4]. Standardmäßig wird das Füllgas als (senkrecht auf die Fläche des Innerliner wirkende) Druckspannung modelliert. Der Füllgasdruck kann dabei vom MKS-System als konstant, aber auch als zeitlich veränderlich vorgegeben werden, um z. B. den plötzlichen Druckverlust eines Reifens bei einem Reifenplatzer zu simulieren [1].

Die zeitliche Vorgabe des Füllgasdrucks ist für viele Anwendungen ausreichend. Allerdings gibt es Fragestellungen bei denen das Füllgas als dynamische Gasgleichung (Euler oder Navier-Stokes) beschrieben werden muss. Eine solche Anwendung ist die Erweiterung des Frequenzbereiches bei NVH-Anwendungen (Noise-Vibration-Harshness) auf über 200 Hz. Für typische luftgefüllte PKW-Reifen liegt der sog. Cavity-Mode im Bereich von 200-250 Hz. Diese Luftschwingung koppelt mit der Reifenstruktur und erzeugt signifikante Amplitudeneinträge im Spektrum der Reifenkräfte, welche bei NVH-Auslegungen in diesem Frequenzbereich berücksichtigt werden müssen.

In dieser Veröffentlichung modellieren wir das Füllgas als isentrope kompressible Euler-Gleichung und koppeln diese mit der Reifenstrukturdynamik für transiente nichtlineare Anwendun-

gen. Nach einer Motivation und Validierung dieser Modellierung durch einschlägige Messungen beschreiben wir auch die Linearisierung dieser gekoppelten Modellierung zur weiteren Verwendung in linearen FEM-basierten NVH-Systemen. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die beobachtete Aufspaltung des Cavity-Modes zufolge der Drehung des Reifens als Funktion der Drehgeschwindigkeit gelegt, welche auch in der Linearisierung korrekt berücksichtigt wird.

Abstract

In the virtual development process, the assessment and optimization of vehicle suspension and chassis performance are based on the forces that are transferred by the tire from road into the suspension. In this load transfer, the tire is one of the most critical components - but difficult to model, due to multi-physical modeling aspects and inherent non-linear behavior.

Fraunhofer ITWM's CDTire/3D is a structural 3D shell based bead-to-bead model with side-walls and belt that separately models all functional layers of a modern tire [4]. In this model, the inflation pressure is modeled as a uniform stress acting normal to the shell's inner face. The pressure can vary depending on the application: prescribed by the MBS-tool to align to a constant pressure specified for a vehicle or scenario, but it can also be modified dynamically to simulate e.g. a sudden pressure loss in a tire [1].

For many applications, this description of the inflation pressure as a time dependent quantity is sufficient. However, there are tire applications where it is needed to describe the inflation gas using a dynamic gas equation (Euler or Navier-Stokes). One such example is when the tire model is used in NVH (Noise-Vibration-Harshness) applications where the frequency range extends the 200 Hz range. For passenger car tires, a first mode of the inflation gas is at around 230. This mode couples with the tire structure and yields significant peaks in the spindle force spectrum, which have to be considered in the NVH assessment of a car.

In this paper, we show the effect of modeling the inflation gas of a tire by an isentropic compressible Euler equation and couple it to the tire dynamics in the nonlinear transient application range. After motivation and validation of the overall model by comparison with respective measurements, we also describe how to derive a linear model from the overall transient tire model, that can then be used in linear FEM based NVH-tools. It can be observed that the tire rotation will yield a split in the aforementioned cavity mode which increases with rotational velocity, an effect that can also be correctly predicted by the linearized model.

1. Tire Model

In this chapter, we sketch the modelling concepts of CDTire/3D, which has been used to include the gas cavity model as a compressible Euler cavity model. The basic concept of this modeling approach is that the local deformation behavior of a real tire should be identically observed in the MBD tire model. This leads to the requirement that the model must have a detailed materialized shell representation of sidewall and belt to feature the deformation behavior of the load bearing structure. With this requirement, one can correctly feature both in-plane and out-of-plane (transversal or lateral) deformation behavior.

The elastic properties of the shell are realized by an anisotropic elastic membrane part and an adaptation of the Kirchhoff-Love hypothesis for bending. The bending is implemented around all circumferential and lateral edges, and around two diagonals of each cell. To constitute the bending laws, the 4-point cells will be divided into their elementary triangles. Bending of adjacent cells relative to the edge is split into bending of two pairs of triangles. The same is done for bending around diagonals of a cell. Figure 1 shows this principle and the finite difference properties of this approach:

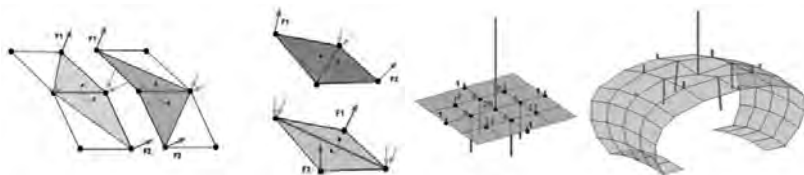


Fig. 1: Triangle pairs used for cell edge bending and around diagonals of a cell (left two), finite difference stencil of isotropic bending and non-linear reaction forces of center belt node radial unit displacement

The anisotropy of the tire is a direct consequence of the tire structure. The physical tire is built from different component layers like inner liner, carcass, steel belt layers, cap plies, tread etc., with most of these being reinforced by synthetic cords or steel wires. Each reinforcement layer introduces a materially preferred direction. All the characteristic component layers described above have a separate representation in the model. The main advantage of this description is that the model is completely configurable. One can, for example model an arbitrary number of steel belt layers. Every steel belt layer can have a specific belt angle and specific local stiffness properties. This is important for the modeling of truck tires, which can have a varying number

of steel belt layers and varying angles compared to passenger car tires. In a final pre-processing step, these layers are condensed into one shell representation. Figure 2 shows this layering approach:



Fig. 2: Functional component layers of the tire

For more details on this modeling approach, we refer to [4].

2. Cavity Model

From the different sources of interior and external vehicle noise, the cavity mode is probably the least understood. This is partially due to the existence of complex interactions phenomena between the road and the tire. The development of numerical models which allow the prediction of these effects is becoming more and more important for the product design development - but a non-trivial task.

In the literature, several one dimensional models have been proposed to predict the cavity resonance frequency based on some assumptions about the deflected geometry of the tire. Thompson [8] were able to identify the fundamental acoustic resonance peak by expressing the 1D wave equation into a torus. Further works focused Finite Elements models to numerically investigate the road-tire interactions. However, detailed Finite Elements Methods lead to a long computational times and the coupling of gas flow model with less time consuming tire models based on some ring models has been less investigated.

In this work, we first generalize the approach initially proposed by Thompson to describe the 1D gas flow in a torus in order to fully account for the influence of cross-sectional variation, based on rolling a deflected tire, on the gas flow properties and describing equations. To

achieve that, we derive the Euler equations on a spatial and time dependent torus. No additional hypothesis about the variation of the shape will be postulated.

Mainly by studying the work of Bourdarias & Gerbi [5] we derived the following equation for the deformable tire torus cavity:

$$\begin{aligned}\partial_t(\rho A) + \frac{1}{R} \partial_\varphi(\rho A v) &= 0 \\ \partial_t(\rho A v) + \frac{1}{R} \partial_\varphi(\rho A v^2 + p A) &= p \frac{1}{R} \partial_\varphi A\end{aligned}$$

In above formas, $\rho = \rho(\varphi, t)$ is the local density of the inflation gas, $v = v(\varphi, t)$ is the local flow velocity, $A = A(\varphi, t)$ is the local cross section area of the tire tube and $p = p(\rho)$ is the local pressure as a function of the local density, sketched in Figure 3:

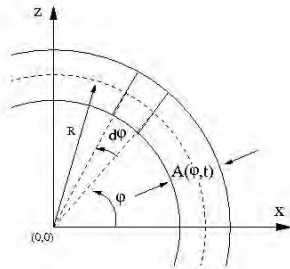


Fig. 3: Volume element in polar coordinate system

If the cross section area of the tire tube would be constant in spatial coordinate φ and in time t , the source term on the right side of above equation would be zero and we would have the standard homogenous Euler equation on a torus.

If we introduce the abbreviations $\alpha = \rho A$ and $\mu = \rho A v$ and prescribe a functional dependence of the pressure on the density $p(\rho) = c^2 \rho$ and re-write this as $p(\alpha) = c^2 \alpha^2 / A$, above equation can be re-written advantageously in conservation form:

$$\begin{aligned}\partial_t \alpha + \frac{1}{R} \partial_\varphi \mu &= 0 \\ \partial_t \mu + \frac{1}{R} \partial_\varphi \left(\frac{\mu^2}{\alpha} + c^2 \alpha \right) &= c^2 \alpha \frac{1}{R} \partial_\varphi \frac{A}{\alpha}\end{aligned}$$

A second advantage of this transformation is that now the dependency of A is formally only in the source term on the right hand side of the second equation and there is no time derivative in the source term.

We are solving the conservation form equation by using an extended Lax-Wendroff scheme in which for the homogeneous part the discrete Lax-Wendroff scheme is used and for the source term a second order approximation in time is used. The local cross section areas A are calculated from the discretized tire structure and the local pressure via $p(\alpha) = c^2 \alpha/A$.

3. Coupling of structural tire model and cavity model

For the coupling of the structural tire model with the cavity model, there is the problem that the underlying physical regimes have different time scales for the dynamic response. From a numerical point of view, the two regimes would be time-integrated by different time step sizes. If we consider a typical passenger car tire, the step size to integrate the Euler equation of the gas cavity - taking into account the Courant-Friedrichs-Lewy condition (CFL) - is expected to be smaller than the step size typically used to integrate the structural tire model.

Considering this, we set up the overall integration scheme by an embedded co-simulation, in which the structural tire model is the master. To integrate the structural tire model with an explicit Newmark method, a dedicated variable step-size control is used. This scheme is sketched in Figure 4:

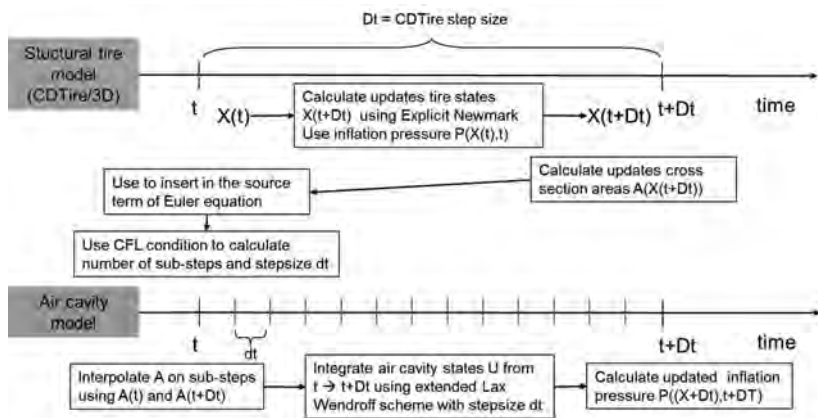


Fig. 4: Co-simulation time integration scheme

Finally, the overall tire model including gas cavity model is embedded in the integration scheme of the MBS tool where the vehicle model is integrated. Because the typical step size of the

vehicle simulation is bigger than the step size of the tire model, a similar co-simulation scheme is used between MBS master and structural tire model. The non-linear, transient results shown in Chapter 5 were performed using a dedicated stand-alone driver software acting as MBS master.

4. Linearization around steady state rolling

For the linearization, a method similar to the so called ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) method has been used (see also [6,7] for a discussion on such methods). In this method, the stationary rolling tire is described in a special spatial description instead of a material description. An important result in this method is the rise of gyroscopic forces acting on the tire explicitly in the equation of motion. This is needed to introduce the correct velocity dependent modal behavior into the linear system, see [2,3]. Figure 5 shows typical 'radial' modes of the non-deflected, non-rotating tire, where the belt deformation is approximately constant for each cross section (also called $(n,0)$ modes):



Fig. 5: Radial tire modes $(1,0)$, $(2,0)$, $(3,0)$, $(4,0)$ of non-deflected, non-rotating tire

Figure 6 shows typical 'lateral' modes of the non-deflected, non-rotating tire, where the belt deformation is approximately linear for each cross section (also called $(n,1)$ modes):

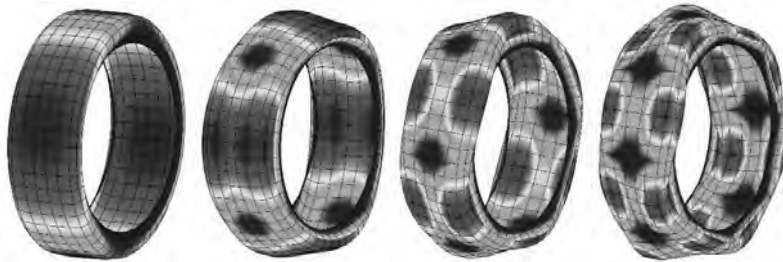


Fig. 6: Lateral tire modes (1,1), (2,1), (3,1), (4,1) of non-deflected, non-rotating tire

For the non-deflected, non-rotating tire, these modes exist twice due to the rotational symmetry – with the same frequency but rotated by some angle. A typical effect of the non-deflected tire's rotation is a split in frequency of these double modes, where – due to gyroscopic forces yielding unsymmetrical matrices – the modes are now rotating (co- and counter-rotation wise) at different frequencies [2,3,6].

In order to include the cavity model in the linearization, the linear system is expanded to include the degree-of-freedom (dofs) of the cavity model in the tire model. In an effort to translate 1st order conservation form of the Euler equation to 2nd order (in order to facilitate the MCK formulation used by NVH-solvers), differentiating the first (conservation of mass) equation wrt. time, differentiating the second (conservation of momentum) equation wrt. spatial coordinate (neglecting the non-linear component) and assembling to one equation yields:

$$\partial_{tt}\alpha = \frac{c^2}{R^2}\partial_{\varphi\varphi}\alpha - \frac{c^2}{R}\partial_{\varphi}\left(\alpha\frac{1}{R}\frac{\partial_{\varphi}A}{A}\right)$$

Applying the technique sketched above to include the effect of rotation also for the cavity mode yields for a 225/45 R 17 tire at 2.5 bar air inflation pressure, 2400 N preload and 90 km/h a split of the cavity modes into a co-rotating mode at 239 Hz and a counter-rotating cavity mode at 212 Hz. Figure 7 shows the rotational character of the counter-rotating mode:

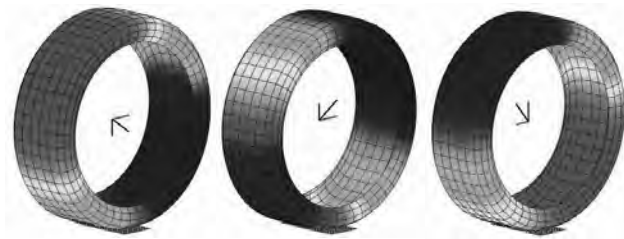


Fig. 7: Counter-rotating cavity mode (color map shows local pressure)

5. Results

In the following we show results of a 225/45 R 17 tire with an inflation pressure of 2.5 bar in various scenarios. If not stated specifically different, it is always the same tire at the same inflation pressure (initially).

Figure 8 compares the simulation results of the constant (prescribed) pressure cavity model against the ideal gas cavity model, the compressible Euler cavity model and the measurement. In this test, the tire is deflected (very slowly with 5..10 mm/s deflection velocity) against a rigid, flat surface and the corresponding vertical force is measured. While the tire is first deflected and then slowly unloaded - yielding a significant hysteresis - the simulations are performed only with progressive deflection, as the progressive deflection part is invariant (at these very slow deflection velocities) against range and velocity changes. The unloading part featuring the hysteresis does depend on range and is ignored here. The sudden non-linearity at around 17000 N preload is the start of the 'tire ground out', when the tire is deflected so much that the tire bead region starts to have internal contact with the tire innerliner at the shoulder.

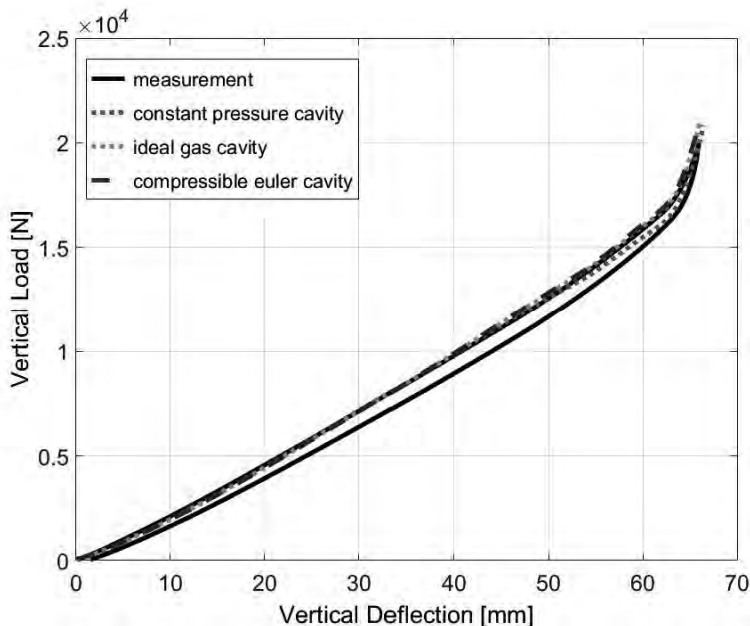


Fig. 8: Vertical load/deflection measurement against 3 cavity models

While below 10000 N preload, all cavity models yield the same result, starting from 10000 N preload and significantly starting from 15000 N preload, the constant pressure cavity model underestimates the vertical stiffness, while both ideal gas and compressible Euler cavity model correctly capture the increase in inflation pressure due to the changing (decreasing) inflation gas volume. The results for the ideal gas and compressible Euler cavity model correctly yield virtually identical results, as the quasi-static character of this experiment does not introduce significant dynamics. As a first result, this shows that the inclusion of a cavity model can improve the accuracy of the overall model's predictive capabilities – even for quasi-static scenarios.

As a further step, we analyze a transient scenario: the cleat run experiment. In such an experiment, the tire is deflected to a prescribed preload (typically onto a rotating drum) and the vertical displacement capability of the test rig is then mechanically fixed to prevent any dynamics other than rim rotation and tire dynamics. The velocity of the surface (typically a drum rotation) is then increased to a prescribed value. The surface is smooth except for mounted

obstacle, typically a chamfered rectangular cleat (with at least the width of the tire) in either 90° or 45° orientation relative to the forward direction. While the tire repeatedly hits the obstacle, the resulting spindle forces are measured. This effectively tests the transfer behavior of the tire from road excitation to spindle forces. Figure 9 shows the schematic setup of a cleat run experiment:



Fig. 9: Schematic setup of a cleat run experiment

As the tire needs an inflation gas for sensible operation, the only way to prove the influence of the inflation gas on the measurement is to change the properties of the inflation gas while the tire and the operating conditions remain identical, including the inflation gas pressure. Figure 10 compares the 90° cleat run measurements (rectangular shape, 10 mm height, 20 mm width) of a tire mounted on a 19" rim filled with air (blue solid lines) as well as helium (red dotted lines), both at 2.5 bar for 5000 N preloads and 90 km/h velocity on drum (measurements courtesy fka):

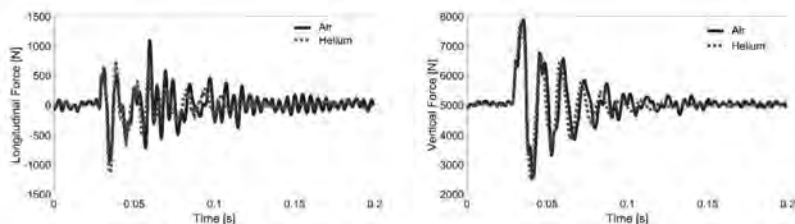


Fig. 10: Longitudinal (left) and vertical (right) spindle force of air (blue solid) and helium (red dotted) filled tire on 19" rim

Analyzed in frequency domain, Figure 11 shows significant differences around 200 Hz with 2 distinct peaks for the air filled tire that the helium filled tire lacks:

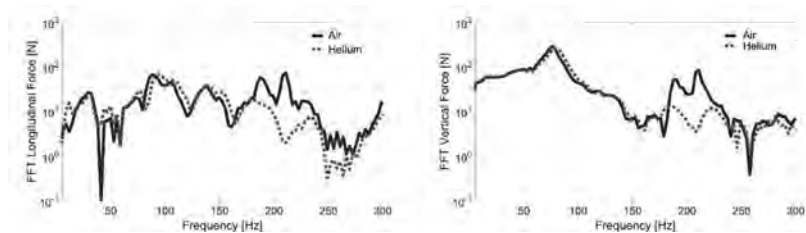


Fig. 11: Longitudinal (left) and vertical (right) spindle force FFT of air (blue solid) and helium (red dotted) filled tire on 19" rim

Figure 12 shows the vertical force FFT of a variation of 3 preloads (3000 N, 5000 N, 7000 N) over 3 velocities (20 km/h, 60 km/h, 90 km/h):

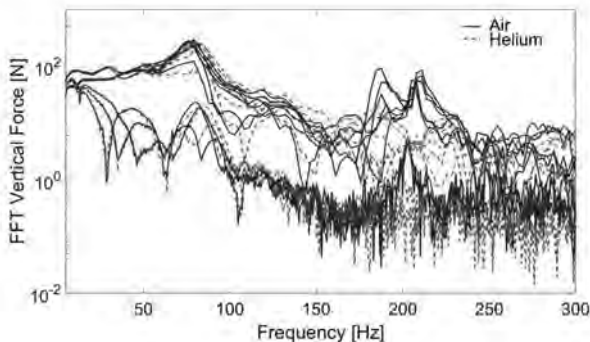


Fig. 12: Vertical spindle force FFT of air (blue solid) and helium (red dotted) filled tire on 19" rim

The most striking difference between air and helium filled tire response is at around 200 Hz. The air filled tire displays peak(s) that the helium filled tire does not show. These frequencies can be explained by a resonant vibration of the inflation gas within the tire cavity, hence the name 'cavity mode'. A rough estimate of this frequency can be obtained by the formula $f = c / (2 \pi R)$, where c is the speed of sound and R is radius of the gas column. For a tire mounted on a 19" rim, a good estimate of the tire cavity radius is 0.28 m. With the speed of sound of

343 m/s of air at 20° Celcius, the cavity frequency is 195 Hz. With the speed of sound of 981 m/s of helium at 20° Celcius, the cavity frequency is 558 Hz, which is well outside the resolution of the test rig equipment. Of course, some of the measurements feature 2 distinct peaks, which are due to the splitting of the cavity mode as a result of rotation and this will be explained later. A secondary difference at closer inspection is a slight shift of the main frequencies (30 Hz longitudinal and 75 Hz vertical force response) with a clear tendency to increasing the frequency for the helium filled tire. This can be explained by interpreting the sound velocity as a measure of a 'stiffness' in series between tire and rim. An increase in sound velocity increases this 'stiffness' and as a result the frequency. In fact, the ideal gas cavity model may be interpreted as a gas with infinite 'stiffness'.

We now continue our comparison of the 3 cavity models of the 225/45 R 17 tire. A good estimate of the radius of the air column is 0.24 m, which yields an estimated cavity frequency of 227 Hz. Figure 13 compares the 3 cavity models against a 90° cleat run measurement for a 20x20 mm cleat with rectangular shape at 2400 N preload, 2.5 bar and for 30, 60, 90 km/h in frequency domain (PSD) on a drum surface. Measurements are solid black lines, compressible Euler cavity model are black dotted lines, constant pressure cavity model are green dotted lines and ideal gas cavity model are red dotted lines:

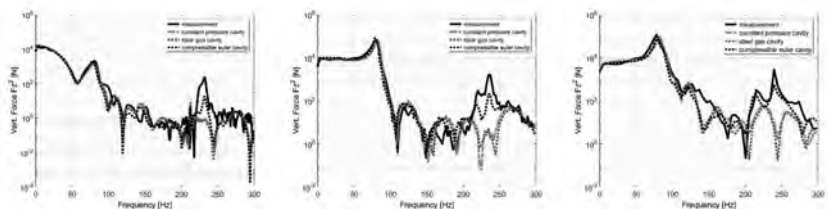


Fig. 13: 90° cleat run vertical force PSD's at 30 (left), 60 (middle) and 90 (right) km/h against 3 cavity models

The measurements (black solid line) again show the cavity mode behavior at around 225 Hz. While it is (almost) a singular peak for 30 km/h, this peak splits into 2 peaks at 60 km/h and 90 km/h with the split at 90 km/h being significantly larger. This indicates that the split is a direct function of the velocity. Figure 14 shows a closeup of the 90 km/h measurement and transient compressible Euler equation results with the cavity modes predicted by the linear model (212 Hz and 239 Hz) shown as vertical lines:

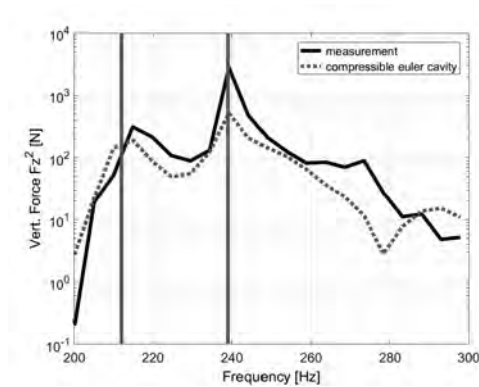


Fig. 14: Close-up cavity modes of 90° cleat run vertical force PSD's at preload 2400 N and 90 km/h

Within the frequency resolution (which is unfortunately coarse due to the very short time span for such an event) both transient compressible (1st order) Euler equation and linearized (2nd order) model align well with the respective measurement.

The only cavity model that captures this behavior is the compressed Euler cavity model. Both constant pressure cavity model and ideal gas cavity model fail to feature the force response amplitude at the cavity frequency range. This means that in order to extend the frequency behavior prediction capability beyond 200 Hz, the compressible Euler cavity model is needed. As a secondary remark, both constant pressure cavity model and ideal gas cavity model show an increase in the main frequency at ~80 Hz, which is due to the infinite 'stiffness' of these cavity models.

Interestingly, a split in cavity mode frequency due to the tire's deformation is not featured in the vertical force response. Figure 15 compares the 3 cavity models against a 90° cleat run measurement (rectangular shape, 20 mm height, 20 mm width) at 30 km/h velocity, 2.5 bar and for 2400, 4800, 7200 N preload in frequency domain (PSD) on a drum surface:

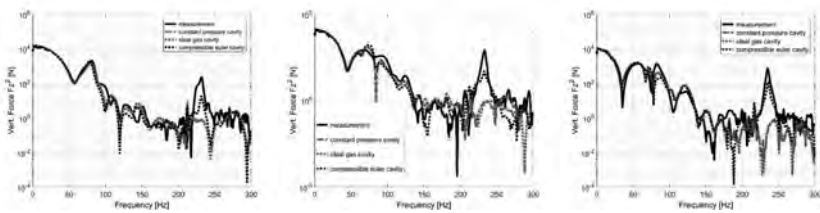


Fig. 15: 90° cleat run vertical force PSD's at 2400 (left), 4800 and 7200 (right) N against 3 cavity models

As a final motivation for the need to couple the tire model with a dynamic gas equation cavity model we show (as prediction only) the results of driving with a vehicle on a realistic road surface. Figure 16 shows a part of the digitized model of a parking space in Konstanz, Germany:



Fig. 16: Part of a digitized road surface of a parking space in Konstanz, Germany

Using a demo vehicle from an MBS software supplier, Figure 17 shows the PSD spectrum of the longitudinal and vertical spindle force obtained while driving with 50 km/h:

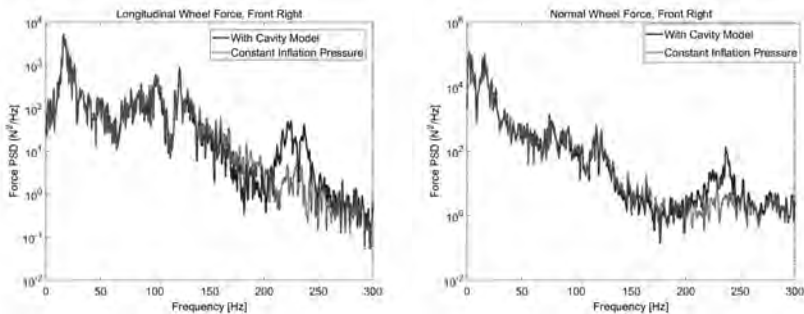


Fig. 17: PSD's of longitudinal (left) and vertical (right) spindle force of front right tire for 50 km/h on Demotrack Konstanz with (red) and without compressible Euler cavity

As can be seen in Figure 17, the compressible Euler model (red) predicts significantly higher amplitudes in the 200 Hz to 250 Hz range compared to the constant inflation pressure cavity model.

6. Conclusion

The authors sketched how to extend an existing structural tire model with a dynamic gas cavity model. The gas cavity model has been modeled by a 1D non-linear Euler equation with a source term representing the effect that the cross section of the gas cavity can vary in space and time. Additionally, the coupling of both physical systems, the structural tire model and the inflation gas cavity model has been discussed. From the overall non-linear model, the authors have sketched a method to derive a linear model of the tire around a steady state.

Results and respective correlation to measurements have been shown for the transient model as well as for the derived linear model. For the transient model we simulated a cleat run experiment on a drum test rig and compared this to related measurement. It could be shown successfully that the tire model with dynamic gas cavity covers all qualitative effects of the so-called cavity mode and fits to the measurements also quantitatively in an impressive way. It is also shown that the inclusion of the dynamic gas cavity model improves the overall accuracy of the tire model for example in the vertical stiffness behavior for very high preloads, but also in the frequency responses for typical tire modes far under the cavity frequency. Using the derived linear model a modal analysis has been performed and the results have been discussed with a focus on rotational velocity.

The final conclusion is that in order to extend the accuracy of a tire model above 200 Hz, a dynamic gas cavity model is mandatory. We have shown that the CDTire/3D model coupled with a 1D compressible Euler cavity model can successfully predict the tire structure / cavity model interaction in that frequency range – including the observed rotational effects.

7. Acknowledgments

The air/helium comparison of the tire mounted on a 19" rim for cleat run measurements were supplied by fka (Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen).

- [1] Bäcker M., Gallrein A., Calabrese F., Leister G. (2017) SIMULATION – Simulation of a tire blow-out in a full vehicle scenario. In: Pfeffer P. (eds) 7th International Munich Chassis Symposium 2016. Proceedings. Springer Vieweg, Wiesbaden, https://doi.org/10.1007/978-3-658-14219-3_55
- [2] M. Baecker, A. Gallrein, M. Roller: Noise, vibration, harshness model of a rotating tyre, Vehicle System Dynamics Vol.54 – Issue 4, pp. 474-491, 2016, doi: 10.1080/00423114.2016.1158844, <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2016.1158844>
- [3] M. Baecker, A. Gallrein, M. Roller: From Road Excitation to Spindle Forces in Frequency Domain: Linearization of the Rolling Tire, SAE Technical Paper 2015-01-0625, 2015, doi:10.4271/2015-01-0625.
- [4] A. Gallrein, M. Baecker, A. Gizatullin: Structural MBD Tire Models: Closing the Gap to Structural Analysis - History and Future of Parameter Identification, SAE Technical Paper 2013-01-0630, 2013, doi:10.4271/2013-01-0630.
- [5] C. Bourdarias, S. Gerbi: A conservative model for unsteady flows in deformable closed pipes and its implicit second-order finite volume discretisation, Computers & Fluids, Vol.37 – Issue 10, pp. 1225-1237, 2008, <https://doi.org/10.1016/j.complfluid.2007.09.007>
- [6] M. Brinkmeier, U. Nackenhorst: An approach for large-scale gyroscopic eigenvalue problems with application to high-frequency response of rolling tires, Comput. Mech. (2008) 41/4: 503-515, DOI 10.1007/s00466-007-0206-6.
- [7] I. Lopez, R. Blom, N. Roozen, H. Nijmeijer: Modelling vibrations on deformed rolling tires - a modal approach, Journal of Sound and Vibration, 307(3-5), 481-494. DOI 10.1016/j.jsv.2007.05.056.
- [8] J. K. Thompson: Plane Wave Resonance in the Tire Air Cavity as a Vehicle Interior Noise Source, Tire Science and Technology: January 1995, Vol. 23, No. 1, pp. 2-10 , doi: <http://dx.doi.org/10.2346/1.2137495>

Vergleich des Reifenfülldruckeinflusses auf Reifenkennlinienmessungen unter Labor- und Realbedingungen

Dipl.-Ing. **Kristian Höpping**, Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Klaus Augsburg**,
B. Sc. **Florian Büchner**, Technische Universität Ilmenau

Kurzfassung

Der Kraftschluss zwischen Fahrzeug und Fahrbahn wird nur durch den Reifen geschlossen. Daher nehmen Reifenmodelle bei simulativen Fahrdynamikuntersuchungen eine hervorgehobene Rolle ein. Insbesondere größere Reifenfülldruckvariationen können bei bisherigen semiempirischen Reifenmodellen wie dem weitverbreiteten *Magic Formula* Reifenmodell (z. B. zur Fahrdynamiksimulation mit hochdynamischen Reifenfülldruckregelanlagen) nicht hinreichend genau abgebildet werden. Zur Erweiterung des *Magic Formula* Reifenmodells um den Einfluss großer Reifenfülldruckvariationen werden zunächst quasistationäre Reifenkennlinien, insbesondere Bremsschlupf-Umfangskraft-Charakteristiken, aufgezeichnet. Dazu kommt ein neu entwickelter Corner-Modul-Prüfstand zum Einsatz. Dieser erlaubt es einen zu untersuchenden Reifen mit definierten Radstellungsgrößen auf eine der Laufrollen am kürzlich in Betrieb genommenen klimatisierten Vier-Rollen-Prüfstand des *Thüringer Innovationszentrums Mobilität (ThImo)* zu positionieren. Für eine große Variation an Radlasten und Reifenfülldrücken werden Reifenkennfelder für verschiedene Reifenvarianten aufgezeichnet. Die unterschiedlichen Rollendurchmesser der vorderen und hinteren Trommeln erlauben es den Einfluss des Rollendurchmessers auf die Reifenkennlinien zu analysieren. Zudem werden die Ergebnisse mit Messungen, die mit einem Reifenmessanhänger auf realer Fahrbahn durchgeführt wurden, verglichen. Die unterschiedliche Ausprägung des Fülldruckeinflusses auf die Reifencharakteristiken unter Labor- und Realbedingungen wird diskutiert. Weiterhin wird anhand der Messergebnisse eine Erweiterung des *Magic Formula* Reifenmodells für große Reifenfülldruckvariationen vorgeschlagen. Die Modellparameter werden mithilfe eines Parameteridentifikationsverfahrens identifiziert. Dabei zeigt das erweiterte Reifenmodell eine wesentlich bessere Abbildungsgüte als das bisher bekannte Modell.

1. Einleitung

Ab dem Jahr 2020 dürfen in der EU neu zugelassene Fahrzeuge im Durchschnitt nur noch 95 Gramm Kohlenstoffdioxid pro Kilometer ausstoßen. Wird dieser Grenzwert überschritten, müssen die Hersteller eine erhebliche Strafe zahlen. [1] Darüber hinaus ist zu erwarten, dass der Grenzwert weiter sinkt. Bereits ab 2025 könnte der Grenzwert bei 70 g/km liegen. [2] Im Jahr

2016 lag der durchschnittliche Kohlenstoffdioxid-Ausstoß aller in Deutschland neu zugelassenen Fahrzeuge bei 127,4 Gramm pro gefahrenem Kilometer. [3] Der CO₂-Ausstoß von Kraftfahrzeugen wird im Wesentlichen durch die Antriebsverluste, dem Luftwiderstand und dem Rollwiderstand bestimmt. Beschleunigungswiderstände spielen bei modernen elektrifizierten Fahrzeugen eine untergeordnete Rolle, da ein Teil der Beschleunigungsleistung durch rekuperatives Bremsen (bei moderaten Verzögerungen) zurückgewonnen werden kann. Die anspruchsvolle Zielsetzung, den Kohlenstoffdioxidausstoß von Kraftfahrzeugen daher weiter zu reduzieren, verlangt es die Fahrzeugantriebe, z. B. durch Elektrifizierung, effizienter zu gestalten, Leichtbaulösungen zu finden sowie den Luft- und Rollwiderstand zu verringern. Je nach betrachtetem Fahrzyklus liegt der mittlere Anteil des Rollwiderstands am Fahrwiderstand zwischen 20 % und 30 %. [4] Auch wenn bei der Reduktion des Rollwiderstands in den letzten Jahren deutliche Fortschritte erzielt worden sind, bietet die Rollwiderstandsreduzierung noch erhebliches Potenzial zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs. [5] Heutige Optimierungen des Rollwiderstands werden insbesondere durch neue Reifendimensionen mit geringer Breite und großen Außendurchmessern (sog. Tall & Narrow Dimensionen) und einem erhöhten Fülldruck erzielt. [5, 6] Ein zu hoher Reifenfülldruck wirkt sich allerdings negativ auf Komfort- und Traktionseigenschaften aus. Der Reifen sollte daher möglichst einen geringen Rollwiderstand besitzen und gleichzeitig Anforderungen bezüglich Sicherheit, Fahrdynamik und Lebensdauer erfüllen. Folglich muss bei der Abstimmung ein Optimum gefunden werden, um die verschiedenen Anforderungen aus Rollwiderstand, Fahrdynamik, Sicherheit, Komfort und Lebensdauer zu erreichen. Die Eigenschaften eines modernen Reifens sollten in der Summe daher möglichst ausgewogen sein. [7]

Eine Verringerung des Rollwiderstandsbeiwerts um 30 % resultiert in einer Verringerung des Energieverbrauchs von ca. 5 %. [8] Eine Reduktion des Rollwiderstands um 10 % bewirkt eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs, respektive des Kohlenstoffdioxidausstoßes, von ungefähr 1 bis 2 %. [9] Nach [4] kann eine Reduktion der Rollwiderstandskräfte um 10 % beispielsweise durch eine Fülldruckerhöhung von 2,1 bar auf 2,7 bar erzielt werden. Gleichzeitig zeigen verschiedene Publikationen, u. a. [10-12], dass sich eine Änderung des Reifenfülldrucks negativ auf die Kraftübertragungseigenschaften und folglich auf den Bremsweg auswirken kann. *Hadrys et al.* [10] zeigten beispielsweise, dass sich der Bremsweg (ausgehend von einer Fahrgeschwindigkeit von 60 km/h) von 22,0 m auf 24,6 m auf trockener Fahrbahn und von 25,4 m auf 29,0 m auf nasser Fahrbahn erhöht, wenn der Reifeninnendruck von 2,0 bar auf 3,0 bar an der Vorderachse eines Kleinwagens erhöht wird. Eigene von den Autoren durchgeführte experimentelle Bremsweguntersuchungen mit verschiedenen Fahrzeugen zeigen ebenfalls,

dass der Reifenfülldruck einen signifikanten Einfluss auf den Bremsweg hat. [13-15] Insbesondere bei nassen Fahrbahnoberflächen ist der Effekt nennenswert. Bremsweguntersuchungen, die mit einem Kompaktfahrzeug auf einer nassen Niedrigreibungsfahrbahn durchgeführt wurden, zeigen dass der Bremsweg um ungefähr 20 % verkürzt werden kann, wenn der Reifenfülldruck an allen Reifen von 3,5 bar auf 1,5 bar reduziert wird. [14] Folglich ist die Wahl des richtigen Reifendrucks immer ein Kompromiss zwischen den sich gegenüberstehenden Anforderungen. Eine Variante, die bestehenden Zielkonflikte zu reduzieren, ist die Möglichkeit den Reifenfülldruck zu regeln. Einen guten Überblick bestehender Systeme, die vor allem im Militär-, Landwirtschafts- und Offroad-Bereich eingesetzt werden, bietet [16]. Die Anwendung einer automatischen Luftdruckregelanlage im PKW-Bereich an einem Versuchsfahrzeug stellt Skoff in [17] vor. Da die Verstellgeschwindigkeit hier jedoch sehr limitiert war, wurde von den Autoren im Rahmen des Forschungsprojekts *ADTYRE* eine hochdynamische Reifenfülldruckanlage entwickelt, an einem Versuchsfahrzeug aufgebaut und die Effekte auf die Fahrdynamik und den Kraftstoffverbrauch analysiert. [18] Zur simulativen Untersuchung und späteren Bewertung des Potenzials einer hochdynamischen Reifenfülldruckregelanlage auf die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen ist die Analyse des Reifenfülldruckeinflusses auf Reifenkennlinien sowie die anschließende Parametrisierung eines geeigneten Reifensimulationsmodells unabdingbar. Die erarbeitete Messmethode, die Messergebnisse sowie die Erweiterung und Parametrisierung des semi-empirischen *Magic Formula* Reifenmodells werden im Folgenden vorgestellt.

2. Messeinrichtungen

Zur Untersuchung des Kraftschlussverhaltens von Reifen, insbesondere in Abhängigkeit des Reifenfülldrucks, wurden am *Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik* der *TU Ilmenau* zwei Prüfeinrichtungen entwickelt und in Betrieb genommen. Zur Untersuchung des Kraftschlussverhaltens von PKW-Reifen unter Laborbedingungen wurde ein multivalent anwendbarer Corner-Modul-Prüfstand (CMP) konzipiert, konstruiert und aufgebaut. Der Prüfstand ermöglicht es Fahrwerk- und Reifenuntersuchungen am kürzlich in Betrieb genommenen klimatisierten Vier-Rollen-Prüfstand durchzuführen. Zudem ist der CMP als HIL-Prüfstand mit der Fahrdynamiksimulationsumgebung *IPG CarMaker* nutzbar. Zur experimentellen Analyse von Reifeneigenschaften auf realen Fahrbahnen wurde ein Reifenmessanhänger (RMA) entwickelt. Dieser ermöglicht es Reifencharakteristiken auf trockenen und nassen Fahrbahnoberflächen auf einem Testgelände zu untersuchen.

Der Corner-Modul-Prüfstand kann sowohl an der vorderen rechten Rolle (mit einem Außendurchmesser von 48“) als auch an der hinteren rechten Prüfstandsrolle (mit einem Außendurchmesser von 75“) des sog. MaSTeR (Multivalent anwendbare Simulations- und Testumgebung Rollenprüfstand) Prüffelds montiert werden. Bild 1 zeigt den Aufbau des Corner-Modul-Prüfstands an der hinteren rechten Rolle des Prüffelds.

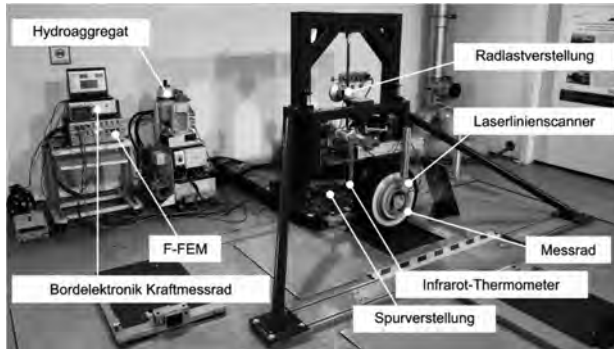


Bild 1: Aufbau des Corner-Modul-Prüfstands an der hinteren rechten Prüfstandsrolle

Um den Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Umfangskraft-Schlupf-Kennlinien verschiedener Reifen zu analysieren, wurde ein modernes Mehrlenker-Fahrwerk eines Mittelklassefahrzeugs am Prüfstand montiert. Sturz, Vorspur und Radlast können stufenlos verstellt werden. Die Realisierung des Bremschlupfs erfolgt über eine Scheibenbremse, die elektrohydraulisch betätigt wird. Die Bremsdruckaktuierung erfolgt über einen Hauptbremszylinder, der über einen Hydraulikzylinder betätigt wird. Die Regelung des Hubs sowie der Ein- und Ausfahrgeschwindigkeit wird durch die Regelung des Volumenstrom mithilfe eines Servoventils realisiert. Dieses ist mit einem Druckspeicher verbunden, der von einem Hydroaggregat befüllt wird. Ein parametrisierter nichtlinearer P-Regler zur Regelung des Bremsdrucks und folglich des Bremschlupfs wurde in die existierende Messwerterfassungs- und Regelarchitektur des Vier-Rollen-Prüfstands implementiert. Dafür ist ein *MATLAB Simulink* Regelmodell entwickelt und kompiliert worden und anschließend in die *AVL PUMA* und *AVL InMotion* Infrastruktur des Vier-Rollen-Prüfstands implementiert worden. Zusätzliche Sensoren, u. a. zur Erfassung des Bremsdrucks, der Raddrehzahl, der Laufflächentemperatur des Reifens oder der Bremsscheibentemperatur sind über sog. F-FEMs (Fast-Front End Modules) mit dem *AVL PUMA* Mess- und Regelsystem verbunden. Zur Erfassung der Kräfte und Momente am Rad wird der Radkraftsensor *Kistler RoadDyn S635* genutzt. Der Schräglaufwinkel wird mithilfe eines Laserlinienscanners erfasst. Die Aufzeichnungsrate beträgt 1kHz.

Zur Analyse des Kraftschlussverhaltens auf realen Fahrbahnen wurde ein einachsiger Reifenmessanhänger entwickelt. Dieser ermöglicht es den Spurwinkel (und folglich den aufgeprägten Schräglaufwinkel) sowie den Sturzwinkel mechanisch zu verstellen. Aufgrund der hohen Steifigkeit der konstruierten Radaufhängung ist die Änderung der Radstellung auch bei großer Kraftaufprägung minimal. Eine große Variation verschiedener Radlasten ist durch das Anbringen von Beladungsgewichten möglich. Zudem ermöglicht ein hochdynamisches Reifenfülldrucksystem die Regelung des Reifeninnendrucks. Zur Realisierung eines Bremsschlupfs wurde ebenfalls ein elektro-servohydraulisches Bremssystem ausgelegt und implementiert. Die Messwerterfassungs- sowie die Regelsoftware zur Ansteuerung des Bremssystems wird mithilfe von *LabVIEW Realtime* realisiert und läuft auf dem Realtime-Betriebssystem des Echtzeitsystems *CompactRIO* der Fa. *National Instruments*. Der Radkraftsensor *Kistler RoadDyn S635* ist am rechten Radträger des Anhängers montiert. Zur Berechnung des Radschlupfs (sowie zur Überwachung des Schwimmwinkels des RMAs) wird das GPS-Messsystem *Racelogic VBox 3iSL* verwendet. Die Messgrößen werden mit einer Frequenz von 800 Hz aufgezeichnet. Bild 2 zeigt den Reifenmessanhänger an einem Zugfahrzeug auf dem Testgelände *Flugplatz Arnstadt-Alkersleben*.



Bild 2: Reifenmessanhänger mit Zugfahrzeug auf dem Testgelände

Tabelle 1 fasst die Spezifikation der entwickelten Prüfeinrichtungen zusammen. Daraus werden u. a. die sich ergebenden Vor- und Nachteile ersichtlich. Die Messungen am Corner-Modul-Prüfstand ermöglichen Messdurchführungen unter Laborbedingungen mit einer sehr guten Reproduzierbarkeit der Ergebnisse. Durch eine Klimatisierung der Umgebungsluft sind zudem Messungen bei tiefen und hohen Temperaturen möglich. Mit der anfangs realisierten Anbindung des Fahrwerks waren nur Radlasten bis ca. 500 kg möglich. Mit einer überarbeiteten Konstruktion sind seit kurzem wesentlich größere Vertikalkräfte umsetzbar. Darüber hinaus hat sich gezeigt, dass aufgrund der (Elasto-)Kinematik des Fahrwerks bei sehr großen Bremskräften Schräglaufwinkeländerungen bis ca. 1° auftreten können. Zudem ist fraglich inwiefern

die Chromstahllegierung und die gekrümmte Oberfläche der Lauftrommeln eine reale Fahrbahnoberfläche abbildet. Der Reifenmessanhänger ermöglicht die Analyse des Kraftschlussverhaltens auf realen (trockenen und nassen) Fahrbahnen. Aufgrund der steifen Konstruktion sind Radlastschwingungen jedoch unvermeidlich. Zudem ist wegen des Gewichts des Messanhängers die minimal zu realisierende Radlast auf 370 kg begrenzt.

Tabelle 1: Spezifikation der Prüfeinrichtungen

	Corner-Modul-Prüfstand	Reifenmessanhänger
Radaufhängung	Mehrlenker-Vorderachs-Fahrwerk	Starr Einzelradaufhängung
Sturz / Spur / Bremsschlupf	$\pm 5^\circ / \pm 15^\circ / 0\text{-}100\%$	$\pm 10^\circ / \pm 15^\circ / 0\text{-}100\%$
Temperaturen	Klimatisierte Laborbedingungen -20°C bis +45°C	Reale Temperaturbedingungen
Fahrbahnoberfläche	Gekrümmte Cr-Stahl Oberfläche ($R_z = 80\text{..}100\text{ }\mu\text{m}$)	reale ebene Fahrbahn (trocken und nass)
Geschwindigkeit	0 bis 250 km/h	0 bis 80 km/h
Genauigkeit Schlupfmessung	Sehr genau (v_x über Prüfstand)	Moderat (v_x über VBox)
Radlasten	Niedrig bis Hoch (0 – 1250 kg)	Hoch (370 kg bis 1000 kg)

3. Messmethode, Messprogramm und automatisierte Auswertung

Für die Analyse des Reifenfülldruckeinflusses auf das quasistationäre Längskraftverhalten von Reifen werden Umfangskraft-Schlupf-Kennlinien aufgezeichnet. In Anlehnung an bekannte Messprozeduren wird dafür bei konstanter Fahrgeschwindigkeit, die für die hier vorgestellten Versuche 50 km/h beträgt, der Bremsdruck rampenförmig mit einem Gradienten von 10 bar/s erhöht. Zur Vermeidung übermäßigen Verschleißes wird die Bremse bei Erreichen eines Bremsschlupfs von ca. 30 % bis 50 % gelöst. Je nach Radlast beträgt die Messdauer folglich zwischen 5 und 8 Sekunden. Die Reifenkennlinien werden für 3 verschiedene Reifenvarianten bei 7 verschiedenen Reifenfüldrücken zwischen 1,0 bar und 4,0 bar sowie unterschiedlichen Radlasten aufgezeichnet. Die Messungen mit dem Corner-Modul-Prüfstand erfolgen sowohl auf der 48“- als auch auf der 75“-Prüfstandstrommel (bei klimatisierten Umgebungsbedingungen von 20°C und 40 % r.F.). Die mit dem Reifenmessanhänger auf dem Testgelände *Flugplatz Arnstadt-Alkersleben* aufgezeichneten Versuche wurden auf der Landebahn, einer trockenen Asphaltfahrbahn, durchgeführt. Die Spezifikation der untersuchten Reifenvarianten ist in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Spezifikation der untersuchten Reifen

	Eco-Reifen	Sport-Reifen	SUV-Reifen
Hersteller	Michelin	Michelin	Pirelli
Bezeichnung	Energy Saver	Pilot Sport 2	Scorpion Verde
Anwendung	Sommerreifen	Sommerreifen	Allwetterreifen
Dimension	215/55 R 17	235/35 R 19	235/55 R 19
Tragfähigkeitsindex	94	87	105
Geschwindigkeitsindex	H	Y	V
Profiltiefe	ca. 5 mm	ca. 5 mm	ca. 5 mm
Shore-A Härte	66,7	72,0	69,7

Zur automatisierten Auswertung der Messergebnisse wurde ein umfangreiches *MATLAB*-Programm entwickelt, welches zunächst die Messdaten einliest, auf Plausibilität prüft und ggf. Messkanäle korrigiert und Messgrößen, die mit geringerer Abtastrate aufgezeichnet wurden, interpoliert. Messdaten vor und nach der Bremsung werden entfernt. Zudem werden ausgewählte Größen wie der dyn. Radhalbmesser, der Bremsschlupf oder der Umfangskraftbeiwert berechnet. Anschließend wird die Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie errechnet. Zur Absicherung der Reproduzierbarkeit besteht jede mithilfe des RMA ermittelte Kennlinie aus 5 Wiederholungsmessungen bzw. jede mithilfe des CMP ermittelte Kennlinie aus 3 Wiederholungsmessungen. Die Berechnung einer mittleren Reibwert-Schlupf-Kennlinie anhand der Rohdaten erfolgt durch eine Schlupfklassifizierung sowie durch eine sich anschließende lokal gewichtete Regression mit einer quadratischen Gewichtungsfunktion. Die ermittelte Reifenkennlinie kann anschließend im standardisierten TYDEX-Format (vgl. [19]) abgespeichert werden. Weiterhin ist es möglich charakteristische Kennwerte in Abhängigkeit des Reifenfülldrucks und der Radlast zu berechnen und darzustellen. Für die folgenden Betrachtungen werden insbesondere die Umfangssteifigkeit (die hier über eine lineare Regression an den Kennwerten der Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie, die unterhalb von 1,5 % Schlupf liegen, berechnet wird) sowie der maximale Umfangskraftbeiwert als besonders relevant angesehen. Bild 3 veranschaulicht die Rohsignale (bestehend aus 3 bzw. 5 Wiederholungsmessungen) sowie die mithilfe der der Regressionsmethode berechneten Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien, die mit dem CMP auf der 48" Prüfstandstrommel sowie mit dem RMA auf ebener Fahrbahn (für den SUV-Reifen bei einem Reifenfülldruck von 2,5 bar) gemessen wurden. Die unterschiedliche mittlere Radlast ist hier darauf zurückzuführen, dass beim Reifenmessanhänger beim Bremsen eine geringe Radlaständerung unvermeidlich ist. Zudem ist die Variation der Radlast durch die Beladungsgewichte nur in diskreten Schritten möglich.

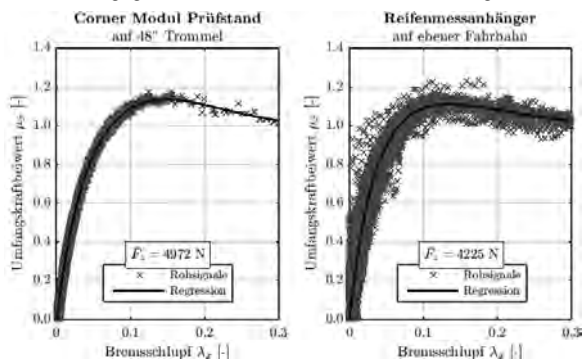


Bild 3: Beispiel ermittelte Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien am CMP und RMA

4. Auswertung der Messergebnisse

Bild 4 bis 6 veranschaulichen die ermittelten Reifencharakteristiken, die mit dem Corner-Modul-Prüfstand auf der 48" Prüfstandstrommel für die untersuchten Reifen aufgezeichnet wurden. Es zeigt sich ein signifikanter Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Form und den Verlauf der Kennlinien. Wie aus der Literatur bekannt (vgl. [20]), zeigt sich, dass die Umfangssteifigkeit mit zunehmender Radlast und insbesondere mit abnehmendem Reifenfülldruck abnimmt. Zudem kann festgestellt werden, dass der maximale Umfangskraftbeiwert mit abnehmender Radlast sowie geringerem Reifenfülldruck tendenziell zunimmt. Dieses Verhalten kann nach der Gummireibungstheorie damit begründet werden, dass mit abnehmender Radlast sowie einem geringerem Fülldruck die mittlere Flächenpressung im Reifenlatsch reduziert wird und folglich die übertragbare Traktionskraft zunimmt. Ausgehend von einem Reifenfülldruck von 4,0 bar, kann bei allen untersuchten Reifen eine Erhöhung des Reibwerts mit Abnahme des Fülldrucks festgestellt werden. Beispielsweise erhöht sich bei einer Reduzierung des Reifenfülldrucks von 4,0 bar auf 1,5 bar (bei einer Radlast von ca. 4200 N) der maximale Umfangskraftbeiwert beim Eco-Reifen um 18,1 %, beim Sport-Reifen um 11,4 % und beim SUV-Reifen um 10,3 %. Weiterhin ist feststellbar, dass die maximal übertragbare Umfangskraft abhängig vom untersuchten Reifen und der Radlast ist. Bei sehr niedrigen Reifenfülldrücken kann das Traktionsvermögen aufgrund von Flächenpressungsüberhöhungen wieder abnehmen.

Bild 7 bis 9 veranschaulichen die ermittelten Reifencharakteristiken, die mit dem CMP auf der 75" Trommel für die untersuchten Reifen aufgezeichnet wurden. Bild 10 bis 12 zeigen die analysierten Charakteristiken, die mit dem RMA auf trockenem Asphalt ermittelt wurden. Bei Betrachtung der Reifencharakteristiken ist feststellbar, dass der Einfluss des Fülldrucks auf den max. Umfangskraftbeiwert geringer ist. Zudem sind Ausreißer im Verlauf der Umfangssteifigkeiten erkennbar. Dies ist darauf zurückzuführen, dass zu Beginn der Messprozedur aufgrund der Radlastverlagerung am Messanhänger Vertikalkraftschwingungen eingepreßt werden, die während der Messprozedur abnehmen. Diese Schwingungen beeinflussen die Messgenauigkeit der Umfangssteifigkeit. Während die Reproduzierbarkeit des max. Kraftschlussbeiwerts zwischen den Einzelmessungen sehr gut ist (meist liegen die maximalen Abweichungen der 5 Einzelmessungen bezogen auf den Mittelwert unter 2 %), ist die Wiederholgenauigkeit der am Reifenmessanhänger auf Asphaltfahrbahn ermittelten Umfangssteifigkeiten geringer.

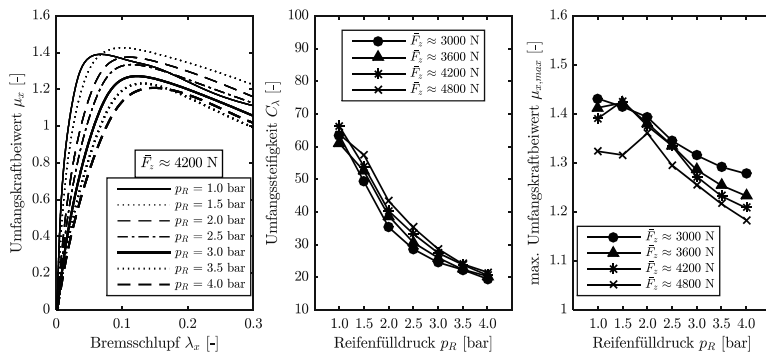


Bild 4: Für Eco-Reifen am CMP auf der 48° Laufrolle ermittelte Reifencharakteristiken

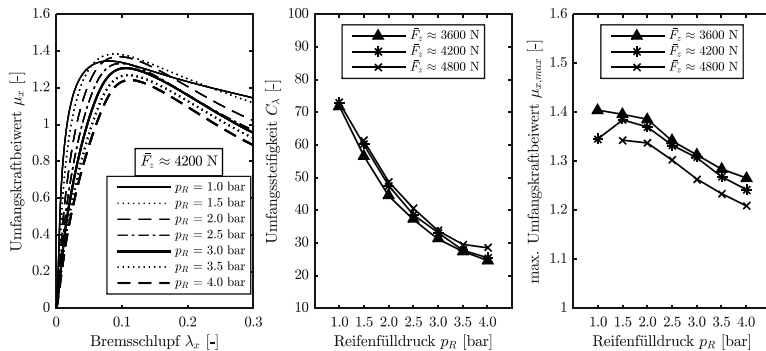


Bild 5: Für Sport-Reifen am CMP auf der 48° Laufrolle ermittelte Reifencharakteristiken

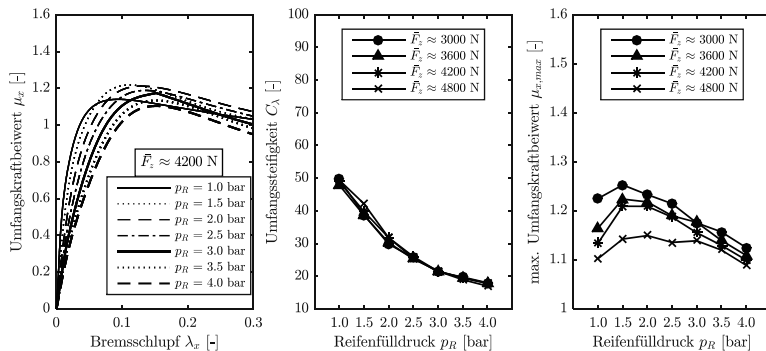


Bild 6: Für SUV-Reifen am CMP auf der 48° Laufrolle ermittelte Reifencharakteristiken

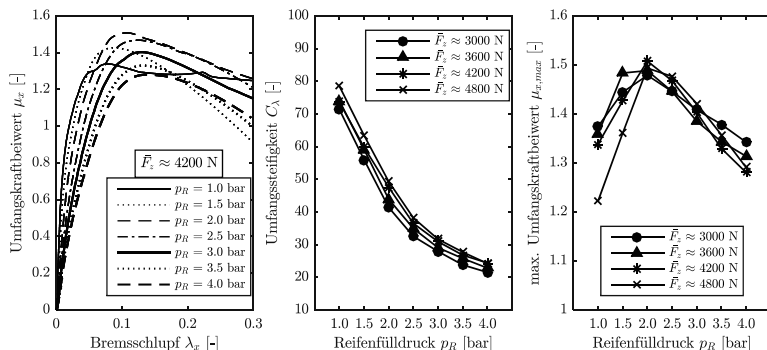


Bild 7: Für Eco-Reifen am CMP auf der 75° Laufrolle ermittelte Reifencharakteristiken

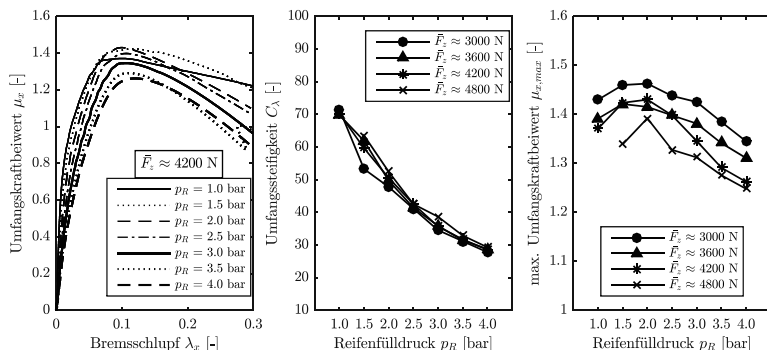


Bild 8: Für Sport-Reifen am CMP auf der 75° Laufrolle ermittelte Reifencharakteristiken

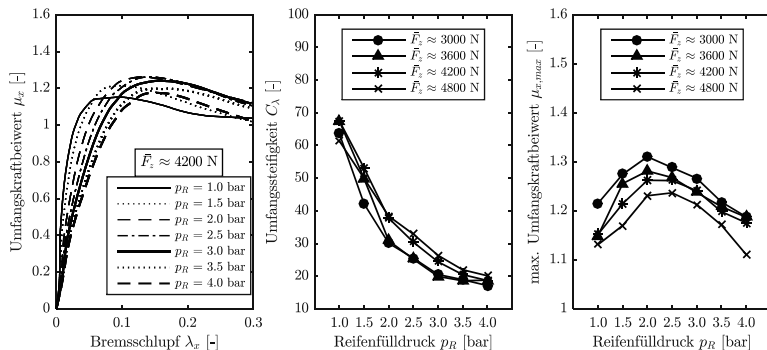


Bild 9: Für SUV-Reifen am CMP auf der 75° Laufrolle ermittelte Reifencharakteristiken

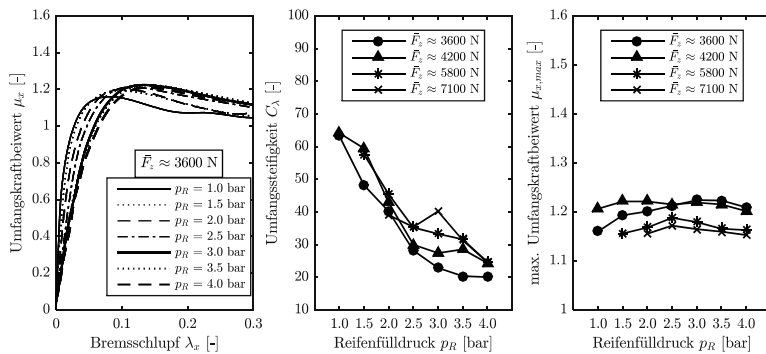


Bild 10: Für Eco-Reifen mit RMA auf trockenem Asphalt ermittelte Reifencharakteristiken

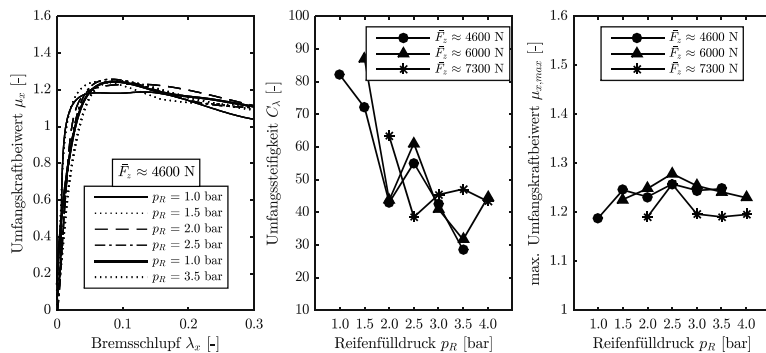


Bild 11: Für Sport-Reifen mit RMA auf trockenem Asphalt ermittelte Reifencharakteristiken

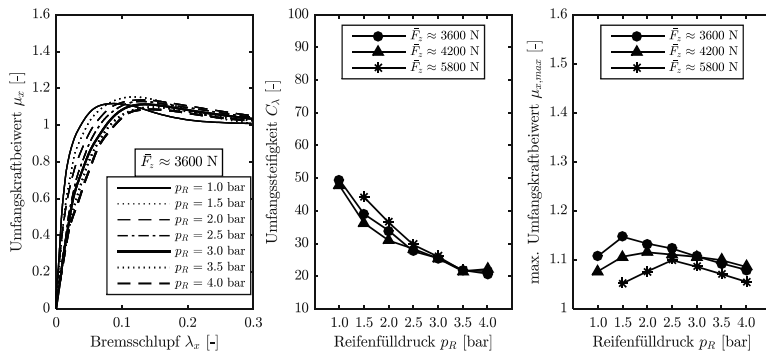


Bild 12: Für SUV-Reifen mit RMA auf trockenem Asphalt ermittelte Reifencharakteristiken

5. Erweiterung und Parametrisierung des *Magic Formula* Reifenmodells

Für simulative Untersuchungen, insbesondere zur Bewertung des Reifenfülldruckeinflusses auf die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen, ist ein geeignetes Reifenmodell unabdingbar. Ein für Fahrdynamiksimulationen weitverbreitetes Modell, welches eine gute Abbildungsgenauigkeit besitzt, echtzeitfähig ist, stetig weiterentwickelt wird und daher in vielen Simulationsumgebungen zur Nutzung implementiert ist, ist das *Magic Formula* (MF) Reifenmodell. Das semiempirische Modell wurde im Jahr 1987 von *Bakker, Nyborg* und *Pacejka* [21] vorgestellt und seitdem stetig weiterentwickelt (vgl. [22]). Die Grundformel zur Berechnung der Längskraft F_x bei reinem Längsschlupf λ kann wie folgt beschrieben werden:

$$F_x(\lambda) = D_x \sin(C_x \arctan(B_x \lambda - E_x(B_x \lambda - \arctan(B_x \lambda)))) \quad (1)$$

Die Parameter B, C, D und E können wiederum durch mathematische Beziehungen (u. a. in Abhängigkeit von der Radlast oder dem Sturz) beschrieben werden. *Schmeitz* et al. [23] erweiterten das Reifenmodell für kleine Reifenfülldruckvariationen. Dafür wurden insgesamt 5 verschiedene Reifen für mindestens 4 Radlasten sowie 3 Reifenfülldrucke im Bereich von $\pm 0,4$ bar vom Referenzdruck am „Tire Test Trailer“ der *TNO Automotive* untersucht. Sie stellten fest, dass der Fülldruck insbesondere die Umfangssteifigkeit K_A und den maximalen Umgangskraftbeiwert $\mu_{x,max}$ beeinflusst. Nach Einführung der normalisierten Reifenfülldruckänderung $d p_i$ (vgl. Gl. (2)) wird dieser Einfluss mit einem quadratischen Ansatz nach Gl. (3) bzw. Gl. (4) beschrieben (der ergänzte Term zur Berücksichtigung des Fülldruckeinflusses ist unterstrichen dargestellt).

$$d p_i = \frac{p_i - p_{i0}}{p_{i0}} \quad (2)$$

$$K_A = F_z \cdot (p_{(Kx1)} + p_{(Kx2)} \cdot d f_z) \cdot e^{(p_{(Kx3)} \cdot d f_z)} \cdot \left(\underline{1 + p_{(px1)} \cdot d p_i + p_{(px2)} \cdot d p_i^2} \right) \quad (3)$$

$$\mu_{x,max} = (p_{(Dx1)} + p_{(Dx2)} \cdot d f_z) \cdot (1 - p_{(Dx3)} \cdot \gamma^2) \cdot \left(\underline{1 + p_{(px3)} \cdot d p_i + p_{(px4)} \cdot d p_i^2} \right) \quad (4)$$

Die vorgeschlagenen Erweiterungen wurden in die aktuelle Version des *Magic Formula* Reifenmodells (das im Folgenden als *MF v2012* Modell bezeichnet wird) eingepflegt. Das Modell wird von *Pacejka* in [24] vollständig beschrieben. Es ist nicht verwunderlich, dass die Anwendung des Modells für große Reifeninnendruckvariationen zu größeren Abbildungsfehlern führt. Daher wurde das Modell für große Fülldruckvariationen erweitert. Verschiedene (lineare, quadratische, kubische und exponentielle) Ansatzfunktionen wurden dafür miteinander verglichen. Der geringste Approximationsfehler konnte für die Beschreibung des Radlast- und Fülldruckeinflusses durch quadratische Ansatzfunktionen festgestellt werden. Es wird daher vorgeschlagen, den Radlast- und Reifenfülldruckeinfluss durch die Gl. (5) bis Gl. (8) zu beschreiben. Die neu eingeführten Koeffizienten sind unterstrichen dargestellt.

$$\mu_{x,max} = \left(\underline{p}_{\{Dx1\}} + \underline{p}_{\{DVx1\}} + \underline{p}_{\{DPx1\}} \cdot dp_l + \underline{p}_{\{Dx2\}} \cdot df_z + \underline{p}_{\{DPx2\}} \cdot dp_l^2 + \underline{p}_{\{DPDx1\}} \cdot dp_l \cdot df_z + \underline{p}_{\{Dx4\}} \cdot df_z^2 \right) \quad (5)$$

$$K_\lambda = F_z \cdot \left(\underline{p}_{\{Kx1\}} + \underline{p}_{\{KVx1\}} + \underline{p}_{\{KPx1\}} \cdot dp_l + \underline{p}_{\{Kx2\}} \cdot df_z + \underline{p}_{\{KPx2\}} \cdot dp_l^2 + \underline{p}_{\{KPKx1\}} \cdot dp_l \cdot df_z + \underline{p}_{\{Kx3\}} \cdot df_z^2 \right) \quad (6)$$

$$E_x = \left(\underline{p}_{\{Ex1\}} + \underline{p}_{\{EVx1\}} + \underline{p}_{\{EPx1\}} \cdot dp_l + \underline{p}_{\{Ex2\}} \cdot df_z + \underline{p}_{\{EPx2\}} \cdot dp_l^2 + \underline{p}_{\{EPEx1\}} \cdot dp_l \cdot df_z + \underline{p}_{\{Ex3\}} \cdot df_z^2 \right) \cdot (1 - \underline{p}_{\{Ex4\}} \cdot \text{sgn}(\lambda)) \quad (7)$$

$$C_x = \left(\underline{p}_{\{Cx1\}} + \underline{p}_{\{CVx1\}} + \underline{p}_{\{CPx1\}} \cdot dp_l + \underline{p}_{\{Cx2\}} \cdot df_z + \underline{p}_{\{CPx2\}} \cdot dp_l^2 + \underline{p}_{\{CPCx1\}} \cdot dp_l \cdot df_z + \underline{p}_{\{Cx3\}} \cdot df_z^2 \right) \quad (8)$$

Der Einfluss der Radlast auf den maximalen Kraftschluss $\mu_{x,max}$ bzw. die Umfangskraftsteifigkeit K_λ wurde im *Magic Formula* v2012 Reifenmodell linear bzw. exponentiell berücksichtigt. Hier zeigte sich eine leichte Verbesserung der Approximationsgüte, indem der Einfluss durch zwei Koeffizienten beschrieben wird, die einen quadratischen Ansatz nachbilden. Allerdings erhöht sich der Approximationsfehler nur leicht, wenn der Radlasteinfluss als linear angenommen wird. Insbesondere der Koeffizient zur Beschreibung des kombinierten Einflusses von Radlast und Reifenfülldruck (z. B. $\underline{p}_{\{DPDx1\}}$) kann einen wesentlichen Beitrag zur Reduzierung des Approximationsfehlers zwischen Modell- und Messkennlinie leisten. Weiterhin zeigte sich, dass eine weitere Verbesserung der Modellgüte möglich ist indem zusätzlich der Einfluss des Reifenfülldrucks auf den Formfaktor C_x sowie den Biegefaktor E_x berücksichtigt wird.

Die Parameter des erweiterten *Magic Formula* Reifenmodells werden mithilfe eines entwickelten *MATLAB*-Programms anhand der analysierten Messungen identifiziert. Anhand der errechneten Reifencharakteristiken werden dafür zunächst Startwerte errechnet. Wie von *Alagappan* et al. in [25] vorgeschlagen, werden zur Parametrisierung des erweiterten Reifenmodells verschiedene Parameteridentifikationsverfahren (u. a. ein nichtlinearer Regressionsalgorithmus, ein Innere-Punkte-Verfahren, ein Trust-Region-Verfahren sowie ein genetischer Algorithmus) angewendet. Anhand des kleinsten Approximationsfehlers wird das entsprechende Parametrisierungsverfahren ausgewählt. Zunächst werden die Basisparameter des *Magic Formula* Reifenmodells für jede Radlast-Reifenfülldruck-Kombination identifiziert. Die berechneten Parameter werden anschließend genutzt, um die Radlast- und Reifenfülldruckabhängigkeit auf die fülldruckabhängigen Modellparameter zu analysieren. Demnach werden die Basisparameter für die Referenzradlast und den Referenzfülldruck genutzt. Der Radlast- und Reifenfülldruckeinfluss wird durch die Modellgleichungen Gl. 5 bis Gl. 8 beschrieben. Bild 13 und Bild 14 veranschaulichen beispielhaft die parametrisierten Modellgleichungen (dargestellt durch die Fläche) zur Beschreibung des Fülldruckeinflusses anhand der zuvor für jede Radlast-Reifenfülldruck-Kombination identifizierten Basisparameter für den SUV-Reifen. Die ermittelten Koeffizienten werden abschließend im TYDEX-Format (vgl. [25]) abgespeichert.

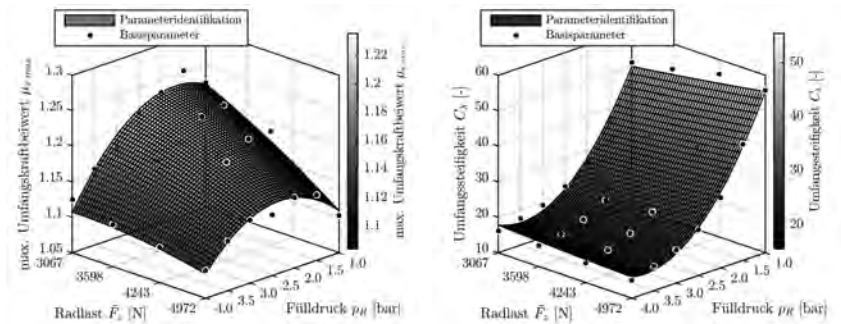


Bild 13: Parametrisierung max. Umfangskraftbeiwert (links) und der Umfangssteifigkeit (rechts)

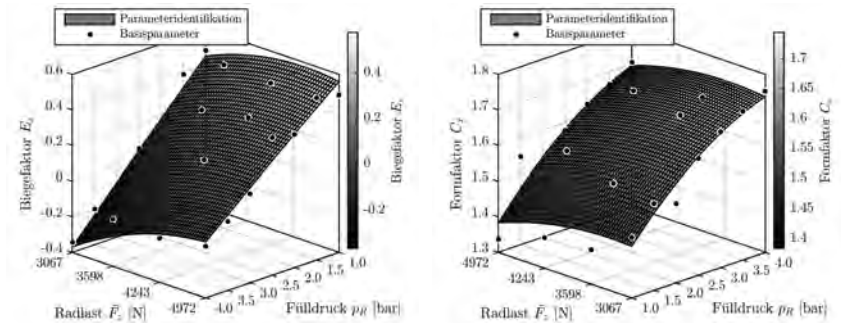
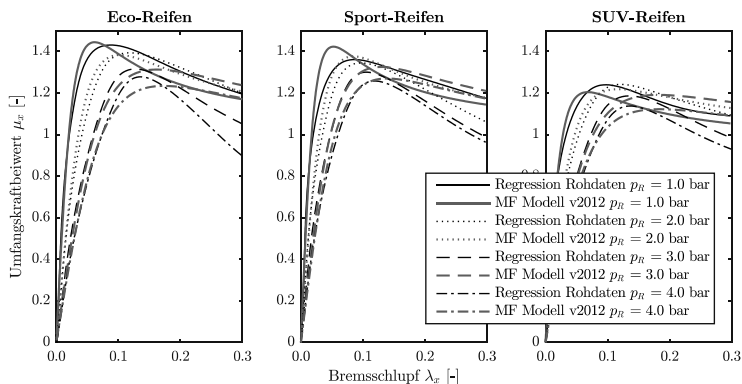
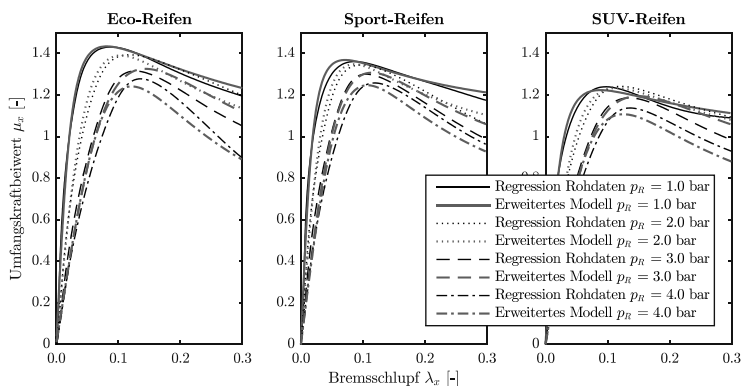


Bild 14: Parametrisierung Biegefaktor (links) und der Formfaktor (rechts)

Bild 15 veranschaulicht die am CMP auf der 48“ Prüfstandstrommel ermittelten Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien in Abhängigkeit des Reifenfülldrucks für die drei untersuchten Reifen (bei einer Radlast von ca. 3000 N). Weiterhin sind die Reifenkennlinien des parametrisierten *Magic Formula* Reifenmodells v2012 dargestellt. Es kann festgestellt werden, dass die Modellkennlinien sowie die Regressionskennlinien voneinander abweichen. Insbesondere bei größeren Schlupfwerten weichen die gemessenen und die berechneten Kennlinien stärker voneinander ab. Bild 16 zeigt ebenfalls die gemessenen Kennlinien sowie die Modellkennlinien, die mithilfe des hier erweiterten *Magic Formula* Reifenmodells berechnet wurden. Es ist erkennbar, dass die Modellkennlinien die gemessenen Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien wesentlich besser abbilden. Insbesondere bei größeren Schlupfwerten kann die Modellgüte deutlich verbessert werden. Weiterhin ist die gute Abbildungsgenauigkeit für große Reifenfülldruckvariationen, und folglich auch für besonders niedrige bzw. hohe Reifenfülldrucke, gegeben.

Bild 15: Parametrisiertes *MF* v2012 Modell (CMP auf 48° Trommel, $F_z \approx 3000$ N)Bild 16: Parametrisiertes erweitertes *MF* Modell (CMP auf 48° Trommel, $F_z \approx 3000$ N)

Zur Bewertung der Modellgüte wird für jede Reifenkennlinie die Abweichung zwischen der gemessenen und der berechneten Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie als sog. Approximationsfehler ϵ berechnet. Tabelle 3 stellt für die untersuchten Reifen die minimalen, maximalen und mittleren Approximationsfehler dar, die für das parametrisierte *MF* v2012 Modell sowie das hier erweiterte *MF* Reifenmodell berechnet wurden. Es kann festgehalten werden, dass der mittlere Fehler ϵ_{mittel} für das für große Reifenfülldruckvariationen erweiterte Reifensimulationsmodell stets geringer ist. Besonders deutlich wird die Verbesserung bei der Betrachtung des maximalen Approximationsfehlers, der beim bisher bekannten Simulationsmodell meist

bei besonders niedrigen bzw. hohen Reifenfülldrücken auftritt. Bei dem für große Reifenfülldruckvariationen erweiterten *Magic Formula* Reifenmodell konnte dieser deutlich verringert werden.

Tabelle 3: Berechnete Approximationsfehler für *MF v2012* und erweitertes *MF* Reifenmodell

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\mu_{\text{Modell},i} - \mu_{\text{Mess},i})^2}{\sum_{i=1}^n (\mu_{\text{Mess},i})^2}}$$

		Approximationsfehler [%]								
		CMP auf 48" Trommel			CMP auf 75" Trommel			RMA (trockene Fahrbahn)		
		Eco- Reifen	Sport- Reifen	SUV- Reifen	Eco- Reifen	Sport- Reifen	SUV- Reifen	Eco- Reifen	Sport- Reifen	SUV- Reifen
ε_{\min}	MF v2012	2,09	4,21	2,72	2,83	4,53	1,88	1,88	2,95	2,94
	Erw. MF	1,73	2,38	2,46	2,48	2,90	2,13	1,83	3,45	2,55
ε_{\max}	MF v2012	16,04	12,65	7,25	18,90	10,43	6,53	10,38	28,68	12,90
	Erw. MF	13,60	5,59	4,89	11,00	7,27	6,17	7,87	14,71	10,47
$\varepsilon_{\text{mittel}}$	MF v2012	6,07	7,10	4,40	6,67	7,51	4,44	5,36	12,45	5,94
	Erw. MF	4,81	3,50	3,49	4,97	4,99	3,74	4,63	7,20	5,27

6. Vergleich der Messergebnisse unter Labor- und Realbedingungen

Die hier auf verschiedenen Oberflächen ermittelten Reifenkennlinien zeigen einen signifikanten Einfluss des Reifenfülldrucks, der gut durch das vorgestellte erweiterte *Magic Formula* Reifenmodell abgebildet werden kann. Bei genauerer Betrachtung der Reifencharakteristiken, die auf der 48" Prüfstandstrommel (Bild 4 bis 6), auf der 75" Trommel (Bild 7 bis 9) bzw. auf realer Asphaltoberfläche (Bild 10 bis 12) aufgezeichnet wurden, kann festgestellt werden, dass sich diese voneinander unterscheiden. Geht man davon aus, dass die mithilfe des Reifenmessanhängers ermittelten Reifencharakteristiken die realen Reifeneigenschaften auf trockener Asphaltfahrbahn am besten widerspiegeln, wäre es wünschenswert, die unter Laborbedingungen aufgezeichneten Kennlinien entsprechend umzurechnen. Eine durchgeführte Literaturrecherche zeigt, dass sich bereits einige Forschungsarbeiten dieser Problematik widmen. Bereits im *TIME* Forschungsprojekt [26-28] konnte gezeigt werden, dass die gemessene Umfangs- bzw. Schräglauftiefe auf Außentrommelprüfständen geringer ist als auf der Ebene. Es wird daher eine empirisch ermittelte Korrekturvorschrift vorgeschlagen, die es ermöglicht auf Trommeln ermittelte Umfangs- bzw. Schräglauftiefen auf die reale, ebene Fahrbahn umzurechnen. Der maximale Kraftschlussbeiwert wird nicht korrigiert. *Unrau* [29] stellte im Rahmen seiner Dissertation fest, dass der Fahrbahnkrümmungseinfluss abhängig von der Radlast, dem Reifenfülldruck sowie dem Reifenaufbau selbst ist. Er schlägt daher zur Korrektur der Schräglauftiefe eine Berechnungsvorschrift vor, die vom Reifeninnendruck und der Radlast abhängig ist. Es musste jedoch festgestellt werden, dass eine allgemeingültige Ermittlung der Koeffizienten aus Geometriedaten des Reifens keine zufriedenstellenden

Ergebnisse liefert. Folglich muss zumindest ein Kurzmessprogramm auf gekrümmter und ebener Fahrbahn durchgeführt werden, um die Koeffizienten zu ermitteln. Die maximal übertragbaren Kräfte in Abhängigkeit der Fahrbahnoberflächenkrümmung werden nicht korrigiert. Es wird davon ausgegangen, dass die Krümmung keinen signifikanten Einfluss hat. Der verwendeten Fahrbahnoberfläche kommt hier eine wesentlich größere Bedeutung zu. *Hüsemann* [30] zeigte, dass es möglich ist eine Korrektur mithilfe ermittelter Aufstandsflächengeometrien durchzuführen. Mithilfe einer durchgeführten Korrelationsanalyse konnte nachgewiesen werden, dass der Skalierungsfaktor zur Korrektur des Fahrbahnkrümmungseinflusses auf die Schräglaufsteifigkeit sehr gut mit dem Verhältnis der Latschflächen korreliert. Die beste Korrelation zeigte sich zwischen dem gemessenen Skalierungsfaktor und dem Verhältnis der Division von Latschfläche und Reifenquersteifigkeit. Die in Abhängigkeit der Fahrbahnoberflächenkrümmung unterschiedlich ausgeprägten Latschlängen beeinflussen hauptsächlich die Umfangssteifigkeit des Reifens. Aufgrund der sich in Abhängigkeit der Fahrbahnkrümmung unterscheidenden Reifenaufstandsflächen, respektive Flächenpressungsverteilungen, ist zu erwarten, dass sich auch die maximal erzielbaren Kraftschlussbeiwerte unterscheiden. Zudem beeinflussen die verschiedenen Umfangssteifigkeiten das erzielbare Kraftschlussmaximum. Der Übergang vom haftenden zum gleitenden Profilelement findet bei einer bestimmten lokalen Auslenkung statt und ist unabhängig vom der Krümmung der Oberfläche. Wird die Umfangssteifigkeit - aufgrund der kleiner werdenden Latschlänge (bei Erhöhung der Krümmung der Außentrommel) - geringer, kann nur eine geringere Profilverformung bis zum Übergangspunkt vom Haften zum Gleiten aufgebaut werden. Folglich ist die übertragbare Umfangskraft niedriger. *Hüsemann* [30] entwickelt daher für die Betrachtung der maximal erzielbaren Seitenkraft einen Korrekturvorschlag in Abhängigkeit der Schräglaufsteifigkeit. Er stellt allerdings auch fest, dass der Einfluss der Fahrbahnkrümmung auf die maximal erzielbare Seitenkraft deutlich weniger ausgeprägt ist als auf die Schräglaufsteifigkeit. Die Abweichung der ermittelten maximalen Kraftschlussbeiwerte auf ebener und gekrümmter Fahrbahn liegen für alle durchgeführten Messungen deutlich unter 10 %. Es wird gezeigt, dass der Korrekturfaktor zur Korrektur des maximalen Kraftschlusses kaum von der Fahrbahnkrümmung, sondern hauptsächlich durch die Reibwertverhältnisse bestimmt wird. Diese werden in der von *Hüsemann* vorgestellten Arbeit mit einem mobilen Profilstollen-Reibwertprüfstand abgeschätzt.

Die in dieser Studie auf unterschiedlich gekrümmten Fahrbahnoberflächen ermittelten Reifencharakteristiken unterschieden sich signifikant. Dies ist vor allem auf die unterschiedliche Ausprägung der Reifenaufstandsfläche zurückzuführen. Die Anzahl der sich im Reifen-Fahr-

bahn-Kontakt befindlichen Profilelemente, die sich ergebende Flächenpressungsverteilung sowie die daraus resultierenden Tangentialspannungen beeinflussen die Umfangssteifigkeit sowie das Kraftschlusspotenzial maßgeblich. Eigene Untersuchungen zeigen, dass die Vertikalsteifigkeit auf der Außentrommel – je nach Radlast und Reifenfülldruck – ca. 5 % bis 15 % geringer ist als auf der Ebene. Folglich federt der Reifen auf der Trommel bei gleicher Radlast stärker ein als auf der Ebene. Dadurch werden die Profilelemente beim Durchlaufen des Latsches stärker deformiert. Zudem bildet sich auf der Trommel eine kürzere Latschlänge aus als auf der Ebene. Dies führt zu höheren Verformungsgeschwindigkeiten und anderen Flächenpressungsverteilungen als auf der Ebene (vgl. [29-30]). Bild 17 veranschaulicht beispielhaft für den untersuchten Eco-Reifen die Verhältnisse der auf der 75" Prüfstandstrommel ermittelten Umfangssteifigkeiten zu den Umfangssteifigkeiten, die auf der 48" Trommel aufgezeichnet wurden sowie die Verhältnisse der max. Umfangskraftbeiwerte. Es kann festgestellt werden, dass die auf der 75" Prüfstandstrommel ermittelten Steifigkeiten zwischen 7 % und 23 % größer sind. Zudem zeigt sich, dass die auf den gekrümmten Oberflächen ermittelten maximalen Umfangskraftbeiwerte höher sind als auf der realen Asphaltoberfläche. Für den untersuchten Sport- sowie SUV-Reifen sehen die qualitativen Verläufe der analysierten Verhältnisse ähnliche aus.

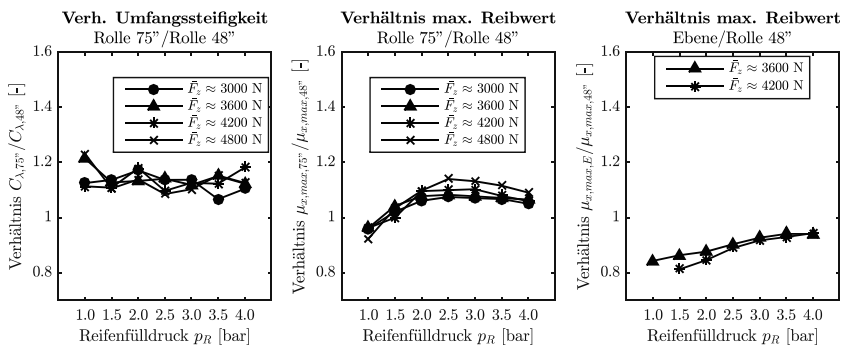


Bild 17: Am Eco-Reifen ermittelte Verhältnisse der Umfangssteifigkeiten und max. Reibwerte

Durch die Bestimmung der Reifenaufstandsgeometrien sowie der Flächenpressungsverteilung im Reifenlatsch (die mithilfe des *Tekscan TVR8404* Messsystems des *Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik* der *TU Ilmenau* zur Analyse der Reifenaufstandsfläche ermittelt wurden) kann festgestellt werden, dass sich auf der Trommel eine kürzere Latschlänge ausbildet als auf der Ebene. Zudem ist die mittlere sowie maximale Flächenpressung auf der Ebene geringer als

auf der gekrümmten Oberfläche. Bild 18 veranschaulicht beispielhaft die geometrische Ausprägung des Reifenlatschs sowie die Flächenpressungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche für den SUV-Reifen bei den unterschiedlichen Fahrbahnkrümmungen. Es zeigt sich, dass die Latschlänge der untersuchten Reifen auf der Ebene durchschnittlich ca. 32 % größer ist als auf der 48" Trommel (respektive 22 % größer als auf der 75" Trommel). Die mittlere Flächenpressung ist auf der Ebene ca. 18 % geringer als auf der 48" Prüfstandstrommel (respektive 13 % kleiner als auf der 75" Trommel). Zudem zeigt sich, dass die Verhältnisse weitgehend unabhängig von der Radlast bzw. dem Fülldruck sind.

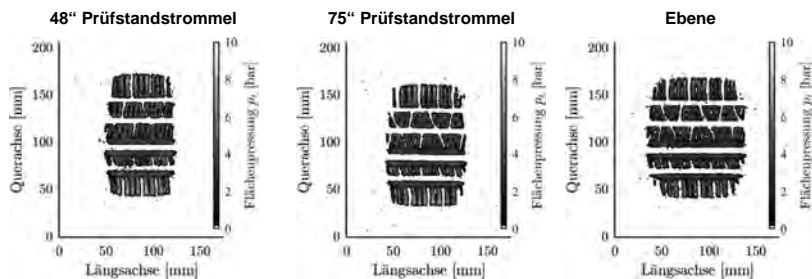


Bild 10: Flächenpressungsverteilung am SUV-Reifen ($p_R = 1,5$ bar, $F_Z \approx 4.500$ N, 0° Sturz)

Eine im Rahmen dieser Forschungsarbeit durchgeführte Korrelationsanalyse zeigt, dass die Verhältnisse der auf der 48" und der 75" Trommel ermittelten Umfangssteifigkeiten sehr gut mit den Verhältnissen der quadratischen Latschlänge korrelieren. Dies ist mithilfe eines einfachen Borstenmodells (vgl. [31]) auch erklärbar. Demnach ist die Umfangssteifigkeit proportional zur quadratischen Latschlänge. Dies ermöglicht eine einfache Umrechnung der Umfangssteifigkeit, ohne erneut aufwendige Reifenmessungen auf einem anderen Trommeldurchmesser durchzuführen.

Eine Übertragung der beschriebenen Methode zur Umrechnung der auf der Prüfstandstrommel ermittelten Umfangssteifigkeiten auf die Ebene ist nicht ohne Weiteres möglich. Neben der Trommelkrümmung unterschieden sich z. B. die Umgebungstemperaturen zwischen den Real- und den Laborversuchen. Weiterhin ist aufgrund der Radlastverlagerung am RMA zu Beginn der Messprozedur einerseits die Reproduzierbarkeit der Umfangssteifigkeit etwas geringer als unter Laborbedingungen, andererseits unterscheiden sich die mittleren Radlast dadurch geringfügig. Schließlich beeinflusst die makroskopische Fahrbahnbeschaffenheit die effektive Berührfläche und folglich die Umfangssteifigkeit. *Fischlein* [32-33] zeigt im Rahmen

seiner Forschungsarbeit, dass die Umfangssteifigkeiten auf Safety-Walk im Mittel 10 % größer sind als auf realen Fahrbahnen. Er entwickelte deshalb eine Umrechnungsvorschrift, die von charakteristischen Größen der Fahrbahnoberfläche (wie z. B. der Profilkuppendichte) abhängig ist. Es ist daher nicht verwunderlich, dass keine zufriedenstellende Korrelation zwischen den hier gemessenen charakteristischen Größen des Reifenlatschs und den unter Real- und Laborbedingungen bestimmten Umfangssteifigkeiten ermittelt werden konnte.

Weiterhin muss festgestellt werden, dass keine zufriedenstellende Korrelation zwischen den analysierten Flächenpressungscharakteristiken und den maximal erzielten Kraftschlussbeiwerten ermittelt werden konnte. Es muss daher davon ausgegangen werden, dass insbesondere die mikroskopischen und makroskopischen Eigenschaften der Fahrbahn einen wesentlichen Anteil an der Ausprägung des Kraftschlussverhaltens haben. Eine alleinige Charakterisierung der Flächenpressungsverteilung im Reifenlatsch scheint daher nicht ausreichend, um eine Umrechnung zu realisieren.

Schließlich kann festgestellt werden, dass große Reifenfülldruckvariationen auf den gekrümmten Cr-Stahl-Oberflächen deutlich signifikantere Auswirkungen auf die ermittelten Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien zeigen als auf der Asphaltfahrbahn. Auch *Fischlein* [32-33] zeigte, dass sich die Umfangssteifigkeiten sowie die ermittelten maximalen Kraftschlussbeiwerte zwischen realen Fahrbahnen und Safety-Walk deutlich unterscheiden. Zudem zeigen Parametervariationen auf Safety-Walk größere Auswirkungen als auf realen Fahrbahnen. Er stellt daher in Frage, ob sich Reifenmessungen auf Safety-Walk tatsächlich für Simulationsrechnungen eignen. Darüber hinaus zeigten *Riehm* et al. [34], dass der Reifen nicht losgelöst von der Fahrbahn betrachtet werden kann. Die Autoren untersuchten Umfangskraft-Schlupf-Kennlinien von sechs verschiedenen Laufstreifenmischungen auf drei unterschiedlichen Oberflächentexturen. Dabei kann sich die Rangordnung, d. h. welche Gummimischung zu höchsten Reibwerten führt, in Abhängigkeit der Fahrbahnoberfläche umkehren. So kann eine weichere Gummimischung - je nach Mikro- und Makrotextur der Fahrbahn - zu höheren oder niedrigeren Reibwerten führen. Die Ergebnisse zeigen, dass bei der Entwicklung neuer Laufstreifenmischungen stets die verschiedenen Texturspektren berücksichtigt werden müssen. Abschließend muss daher festgestellt werden, dass der Einfluss des Reifenfülldrucks auf Reifenkennlinien auch von der betrachteten Fahrbahn abhängt. Zudem kann angezweifelt werden, dass sich Reifenmessungen auf gekrümmten Cr-Stahl-Oberflächen für die Parametrisierung von Reifenmodellen für große Reifenfülldruckvariationen eignen.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Die hier vorgestellten Messergebnisse zeigen, dass der Reifenfülldruck einen signifikanten Einfluss auf die Umfangskraftbeiwert-Bremsschlupf-Kennlinien von Reifen hat. Mithilfe der hier vorgestellten Erweiterung des weitverbreiteten semi-empirischen *Magic Formula* Reifenmodells kann die Abbildungsgenauigkeit des Simulationsmodells für große Reifenfülldruckvariationen deutlich verbessert werden. Die Implementierung des Modells in eine Fahrdynamiksimulationsumgebung sowie die Anwendung zur simulativen Untersuchung und Bewertung einer hochdynamischen Reifenfülldruckregelung zur Optimierung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen wird von den Autoren in einer nächsten Veröffentlichung vorgestellt.

Weiterhin wird festgestellt, dass die auf gekrümmter Cr-Stahl-Oberfläche unter Laborbedingungen erzielten Ergebnisse im Vergleich zu Messungen auf einer realen Asphaltfahrbahn abweichende Resultate liefern. Eine Übertragbarkeit der Ergebnisse ist zu hinterfragen. Zur Erarbeitung und Bewertung weiterer möglicher Ansätze zur Korrektur des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf Reifenkennlinien sind weitere Untersuchungen, insbesondere zur Charakterisierung der mikro- und makroskopischen Fahrbahneigenschaften, durchzuführen. Zudem wäre es wünschenswert weitere Reifenvarianten zu analysieren, um die Erkenntnisse statistisch besser abzusichern. Darüber hinaus wird der Reifenfülldruckeinfluss auf nasser Fahrbahn untersucht.

Literatur

- [1] Josipovic, N.: Der rechtliche Rahmen der Elektromobilität. Nationale und europäische Regelungen und ihre Auswirkungen auf den Fahrzeugabsatz. Berlin: BWV Berliner Wissenschafts-Verlag 2016
- [2] Tschöke, H.: Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Wiesbaden: Springer Vieweg 2015
- [3] Kraftfahrt-Bundesamt (KBA): Pressemitteilung Nr. 01/2017: Fahrzeugzulassungen im Dezember 2016 - Jahresbilanz. Flensburg: 04.01.2017
- [4] Vincken, D.: Der Reifen. Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis. Clermont-Ferrand: Societe de Technologie Michelin 2005
- [5] Pruckner, A., Ochner, U., Eiletz, R., König R.: Ein hocheffizientes Fahrwerk für ein hocheffizientes Konzeptfahrzeug. In: 15. Internationale VDI-Tagung Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn 2015, S. 1-10
- [6] Strübel, C.; Wies, Burkhard; Ochs, M.: Potenzial für Rollwiderstandsverbesserung durch neue Reifendimensionen. 15. Internationale VDI-Tagung Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn 2015, S. 61-73

- [7] Leister, G.: Fahrzeugräder – Fahrzeugreifen. Entwicklung - Herstellung – Anwendung. Wiesbaden: Springer 2015
- [8] Glaeser, K.P., Zöller, M. Der Rollwiderstand von Reifen auf Fahrbahnen. In: 3. Symposium Reifen und Fahrwerk 2005, VDI Reihe 12 Nr. 603, S. 116-146
- [9] National Research Council: Tires and passenger vehicle fuel economy: Informing consumers, improving performance. Washington D.C.: Transportation Research Board 2006
- [10] Hadrys, D., Wegrzyn, T., Miros, M.: The Influence of various pressures in pneumatic tire on braking process of car with anti-lock braking system. In: Transport Problems (2008) 3, S. 85-94
- [11] Marshek, K., Cuderman, J., Johnson, M.: Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles – Part III: Braking as a Function of Tire Inflation Pressure. SAE Technical Paper 2002-01-0306
- [12] National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA): Tire Pressure Monitoring System FMVSS No. 138. Final Regulatory Impact Analysis, Washington D.C.: U.S. Department of Transportation 2005
- [13] Höpping, K., Augsburg, K.: Dynamic Tire Pressure Control System - Analysis of the effect on longitudinal vehicle dynamics and fuel consumption", In: Shaping the future by engineering: 58th IWK, Ilmenau Scientific Colloquium, Proceedings, Ilmenau, 8 - 12 September 2014
- [14] Höpping, K., Augsburg, K., Hutengs, K., Dherbomez, G., Wang, B., Victorino, A., Charara, A.: Analysis of the effect of tire inflation pressure on tire road interaction during braking. In: The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceedings of the 24th Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD 2015), Graz, Austria, 17-21 August 2015, CRC Press 2016, S. 731–737
- [15] Savitski, D., Höpping, K., Ivanov, V., Augsburg, K.: Influence of the Tire Inflation Pressure Variation on Braking Performance of Full-Electric Vehicle with Continuous Anti- Lock Braking System. SAE Technical Paper 2015-01-0643
- [16] Munro, R., MacCulloch F.: Tyre Pressure Control on Timber Haulage Vehicles: Some observations on a trial in Highland, Scotland. Final Report ROADDEX III 2008
- [17] Skoff, G.: Automatische Luftdruck Regelung ALR: Ein umfassender Beitrag für das Automobil der Zukunft. In: 3. Symposium Reifen und Fahrwerk 2005, VDI Reihe 12 Nr. 603, S. 53-70

- [18] Augsburg, K., Ivanov, V., Kruchkova, K., Höpping, K. et al.: Project Adtyre: Towards Dynamic Tyre Inflation Control. In: Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Lecture Notes in Electrical Engineering, vol 198, Berlin, Heidelberg: Springer, S. 185-198
- [19] Oosten, van J., Unrau, H.-J., Riedel, A., and Bakker, E.: TYDEX Workshop: Standardisation of Data Exchange in Tyre Testing and Tyre Modelling, In: Vehicle System Dynamics, Volume 27, 1997, S. 272-288
- [20] Gnadler, R.: Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen. FAT-Schriftenreihe Nr. 119, Frankfurt/M.: Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) 1995
- [21] Bakker, E., Nyborg, L., Pacejka, H.: Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies. SAE Technical Paper 870421, 1987
- [22] Blundell, M.: The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, Oxford: Butterworth-Heinemann 2014
- [23] Schmeitz, A. J. C., Besselink, I. J. M., Hoogh, J. de, Nijmeijer, H.: Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for inflation pressure changes. Fahrwerk, Reifen, Fahrbahn, VDI Berichte Nr. 1912, 2005, S. 201-225
- [24] Pacejka, H. B.: Tyre and Vehicle Dynamics. Oxford: Butterworth-Heinemann 2012
- [25] Vijay Alagappan, A., Narasimha Rao, K. V., Krishna Kumara, R.: A comparison of various algorithms to extract Magic Formula tyre model coefficients for vehicle dynamics simulations, In: Vehicle System Dynamics, Volume 53, 2014, S. 154-178
- [26] Oosten, van J., Savi, C., Augustin, M., Bouhet, O., Sommer, J.: Time, tire measurements forces and moments: A new standard for steady state cornering tyre testing. In: Vehicle systems technology for the next century, EAEC European Automotive Congress, Barcelona, 1999
- [27] Klaas, A., Oosten, van J & Savi, C., Unrau, H.-J., Bouhet, O.: TIME, Tire Measurements: Eine neue Standardprüfprozedur für stationäre Reifen-Seitenkraftmessungen. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, VDI Berichte Nr. 1494, 1999, S. 119–137
- [28] Augustin, M. Entwicklung einer Mess-, Steuer- und Regel-Einrichtung für einen Reifenprüfstand zur Durchführung realer Messprozeduren in Echtzeit. Aachen: Shaker Verlag, 2002
- [29] Unrau, H.-J. Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2013
- [30] Hüseemann, T. C.: Adaption von Labor-Reifenkennfeldern an reale Fahrbahnoberflächen. Schriftenreihe Automobiltechnik Bd. 148, Aachen: FKA, 2011

- [31] Schramm, D., Hiller, M., Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2013
- [32] Fischlein, H.: Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlußverhalten von Pkw-Reifen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik Bd. 414, Düsseldorf: VDI Verlag, 2000
- [33] Fischlein, H., Gnadler, R., Unrau, H.-J.: Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenstruktur auf das Kraftschlußverhalten von Pkw-Reifen bei trockener und nasser Fahrbahn. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001), S. 950–962
- [34] Riehm, P., Unrau, H.-J., Gauterin, F., Torbrügge, S., Wies, B.: Einfluss der Fahrbahntextur auf die longitudinale Charakteristik von PKW-Reifen bei trockener und nasser Fahrbahn. 15. Internationale VDI-Tagung Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn 2015, S. 131-155

Ein neuer Laborprüfstand zur Bewertung von einzelnen Reifenprofilklötzen

A new way of tread pattern testing in lab

Dipl.-Ing. **Tim Linke**, Institute of Dynamics and Vibration Research, Leibniz University Hannover;

Dr.-Ing. **Matthias Wangenheim**, Institute of Dynamics and Vibration Research, Leibniz University Hannover;

Dipl.-Ing. **Klaus Wiese**, Prof. Dr.-Ing. **Burkhard Wiese**, Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover

Kurzfassung

Bisherig Laborprüfstände zur Messung der Kraftübertragung von Profilklötzen auf verschiedenen Fahrbahnen sind meist als Linearprüfstände realisiert. Damit sind sie auf eine lineare Bewegung des Klotzes über die Fahrbahn limitiert, die die Abrollbewegung des Reifens dabei vernachlässigt. Soll diese Bewegung mit berücksichtigt werden, werden Versuche an Reifenprüfständen durchgeführt, die es nicht erlauben eine Kraftmessung lokal am Profilklotz durchzuführen. Um den neuen Anforderungen an zukünftige Reifen gerecht zu werden, ist eine detailliertere Betrachtung des abrollenden Einzelklotzes unerlässlich. Dazu wurde in einer Kooperation des Instituts für Dynamik und Schwingungen der Leibniz Universität Hannover und der Continental Reifen Deutschland GmbH ein neuartiger Laborprüfstand entwickelt. Dieser verbindet die Abrollbewegung des Reifens mit einer lokalen Kraftmessung am Einzelklotz. Durch unterschiedliche Ansteuerung der Freiheitsgrade des Prüfstandes sind Fahrzustände wie Antreiben und Bremsen bei verschiedenen Schlupfzuständen, sowie freies Abrollen nachstellbar. Dadurch können Profilklotzeffekte, die während dieser Fahrzustände auftreten, gemessen und sichtbar gemacht werden.

Abstract (optional)

Actual lab test rigs measuring the force transmission of tread blocks on different road surfaces are typically designed as linear devices. Therefore they are limited to linear motion of the sample neglecting the trajectory of a rolling tire. To take this trajectory into account full tire test rigs have to be used. By this just the global force response can be measured which does not allow the evaluation of the single tread block. To cope with future requirements to tires a detailed measurement of single blocks is essential. Within a cooperation between the Institute of

Dynamics and Vibration Research of Leibniz University of Hannover and Continental Reifen Deutschland GmbH a new test rig concept has been developed. It combines the rolling trajectory of a tire with local force measurement for single tread block. By controlling and adjusting its degrees of freedom different driving and braking settings under variable slip conditions as well as free rolling can be represented and studied locally. Tread block effects occurring during these states can be made visible and measured precisely. The possibilities of the new test rig will be demonstrated via exemplary measurement results and videos.

1. Motivation

Im Hinblick auf die Entwicklung neuartiger Reifentechnologien für zukünftige Mobilitätskonzepte spielt ein tiefgehendes Verständnis für die am Reifen auftretenden Effekte eine große Rolle, da der Zielkonflikt zwischen einem geringen Abrollwiderstand mit gleichzeitig erhaltenem Fahrkomfort und Fahrsicherheit zunehmend an Bedeutung gewinnt. Dieses Verständnis kann nur durch entsprechende Forschung erzeugt werden, weshalb eine Vielzahl an Ansätzen existiert, um den Reifen in seiner Gesamtheit beschreiben zu können. Neben computerunterstützten FEM-Simulationen werden nachwievor praktische Versuche durchgeführt, die je nach Forschungsschwerpunkt angepasste Testmethoden und Prüfstände verwenden.

So werden neue Reifen auf entsprechenden Teststrecken oder im Feldversuch auf Ihren Einfluss auf das Fahrzeug untersucht, bzw. wird das Fahrzeug mit Messtechnik ausgestattet, um den Reifen in typischen Fahrsituationen auf seine Eigenschaften hin zu überprüfen. Durch die Durchführung der Testfahrten im Freien unterliegen die Ergebnisse jedoch Schwankungen, die sich durch stetig ändernde klimatische Bedingungen ergeben. Zudem kann nicht unmittelbar auf die Eigenschaften eines einzelnen Reifens geschlossen werden, da das Fahrzeug durch die Lastbedingungen an allen montierten Reifen gleichzeitig beeinflusst wird.

Um den Reifen unter gleichbleibenden, kontrollierbaren Bedingungen zu testen, existiert eine Reihe von unterschiedlichen Reifenprüfständen für den Einsatz im Labor. Die häufigste Bauart dieser Prüfstände ist der Außentrommelprüfstand [1 und 2], bei dem der Reifen von außen auf eine angetriebene Trommel gepresst wird, seltener dagegen sind umlaufende Flachbänder [3] oder Innentrommelprüfstände [4 und 5]. Je nach Auslegung des Prüfstandes können Last, Sturz und Spur des Reifens, sowie Schlupfzustände auf der Trommel variiert werden.

Um die Einflüsse von Profilblockgeometrien und Material auf den Reibwert, bzw. die übertragbaren Reibkräfte untersuchen zu können, werden häufig Linearprüfstände verwendet [6 bis 8]. Hierbei werden einzelne oder mehrere Gummiprüfproben mit definierter Last und Geschwindigkeit linear über eine Fahrbahn gezogen.

Die gängigen Prüfstandarten Linearprüfstand und Reifenprüfstand ermöglichen zwar die Untersuchung von Reifen oder einzelnen Profilklotzen im Labor, jedoch fehlt eine Möglichkeit des direkten Übertrags zwischen diesen beiden Testmethoden, da es beim rollenden Reifen zu Effekten im Bereich des Ein- und Auslaufs in die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn kommt. Diese können an einem konventionellen Linearprüfstand nicht nachgestellt werden, bzw. lassen sich an einem Reifenprüfstand zwar am Reifen erkennen, sind jedoch nicht für den Einzelklotz auflösbar, da stets mehrere Klötze gleichzeitig in den Kontakt ein- und auslaufen und sich dabei gegenseitig beeinflussen.

Um diese Lücke zwischen Linearprüfständen und Reifenprüfständen schließen zu können, wurde am Institut für Dynamik und Schwingungen der Leibniz Universität Hannover in Zusammenarbeit mit der Continental Reifen Deutschland GmbH der neuartige Prüfstand RePTiL (Realistic Pattern Testing in Lab) entwickelt. Mit dem RePTiL ist es möglich die Abrollbewegung für einen einzelnen Profilklotz mechanisch und reproduzierbar nachzuempfinden und dabei auch unterschiedliche Fahrzustände wie Bremsen, Antreiben und freies Rollen zu unterscheiden. Die Randbedingungen sind dabei so nah wie möglich an denen eines real rollenden Reifens. Dies beinhaltet die aufzubringende Last, die Schlupfbereiche und die sich daraus ergebende Gleitstrecke des Klotzes.

2. Funktionsprinzip des Prüfstands RePTiL (Realistic Pattern Testing in Lab)

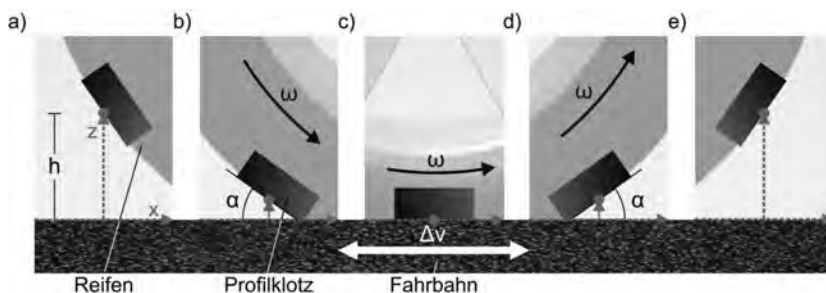


Bild 1: Vereinfachter Abrollvorgang eines einzelnen Profilklotzes an einem Reifen

Um die Abrollbewegung des Profilklotzes mechanisch nachbilden zu können, bedarf es einiger Vereinfachungen und Grundannahmen: Während der einzelne Profilklotz dem rollenden Reifen auf einer Kreisbahn folgt, wird ein ortsfestes Koordinatensystem definiert, dessen x-Achse der Oberfläche der Fahrbahn liegt, die z-Achse folgt dabei dem Profilklotz und schneidet ihn stets im Mittelpunkt seiner Oberfläche (Bild 1a). Dieser Punkt wird gleichzeitig als Drehpunkt

des Profilklotzes definiert. Während der Klotz der Trajektorie des Reifens folgt, senkt er sich entlang der z-Achse in Richtung Fahrbahnoberfläche ab und führt dabei eine Rotation um seinen Drehpunkt aus. Die vertikale Komponente seiner Bewegung ist dabei als Höhe h über der Fahrbahn definiert, der Rotationsanteil als Winkel α . Beim Einlauf des Klotzes in die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn (Footprint) trifft er unter einem Winkel von $\alpha = 3^\circ$ auf die Fahrbahnoberfläche auf (Bild 1b). Dieser Wert geht als durchschnittlicher Auftreffwinkel für eine Vielzahl an Reifengeometrien aus vorangegangenen Messungen an Reifenprüfständen und verschiedenen FEM-Simulationen hervor. Der Klotz wird daraufhin in eine ebene Ausrichtung gezwungen und liegt vollflächig auf der Fahrbahnoberfläche auf (Bild 1c). Die Rotation und die vertikale Höhenänderung kommen in diesem Punkt zum Erliegen. Der Profilklotz behält diese Ausrichtung so lange bei, wie der Reifen benötigt, um den Footprint zu überfahren. Die Kontaktzeit ergibt sich aus der Division der Footprintlänge und der Dreh-, bzw. Rollgeschwindigkeits des Reifens. Während dieses Stadiums wirkt die maximale Last auf den Profilklotz. Sobald der Footprint vollständig vom Reifen überfahren ist, durchläuft der Profilklotz den Auslaufvorgang aus dem Footprint heraus (Bild 1d). Er verlässt ihn dabei wieder unter dem Winkel $\alpha = 3^\circ$ und einer zunehmenden Höhe h in vertikaler z-Richtung. Im Anschluss gleicht sich seine Bewegung der Kreisbahn um den Reifen herum an (Bild 1e).

Aus der beschriebenen Abrollbewegung und dem mit dem Profilklotz mitlaufenden Koordinatensystem wird deutlich, dass sich diese Bewegung unter der Verwendung von nur zwei Freiheitsgraden nachempfinden lässt: Ein rotatorischer Freiheitsgrad für die Winkelstellung α des Klotzes und ein linearer Freiheitsgrad der Höhe h für das Absenken und Abheben des Profilklotzes auf die Fahrbahn. Die entwickelte Messkapsel des RePTiL bietet die o.g. Bewegungsmöglichkeiten für die zu untersuchende Probe. Die beiden Freiheitsgrade werden dabei unabhängig über zwei Servoantriebe gesteuert, wodurch es möglich ist, den Auftreff- und Abhebewinkel der Probe im Bereich von 0° bis 15° , wie auch die Footprintlänge von 50 mm bis 250 mm frei wählen zu können. Da lediglich der Bereich des Footprints, sowie das Ein- und Auslaufen für die Untersuchung des Profilklotzes ausschlaggebend sind, wird bei dem RePTiL auf die mechanische Umsetzung des kraftfreien Umlaufs des Klotzes um den Reifen herum verzichtet. Der oben beschriebene Abrollvorgang beschreibt lediglich die Bewegung eines frei rollenden Reifens, ohne Kraftübertragung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Um zusätzlich Fahrzustände wie Bremsen und Antreiben abbilden zu können, bedarf es daher einer Relativgeschwindigkeit zwischen der Abrollgeschwindigkeit des Reifens und der Geschwindigkeit des Radmittelpunktes über Grund. Der Schlupf s ist definiert als:

$$s = \frac{\omega r - v_x}{v_x} = \frac{v_{\text{Reifen}} - v_{\text{über Grund}}}{v_{\text{über Grund}}}$$

mit ω als Rotationsgeschwindigkeit des Reifens, r als Abrollradius des Reifens und v_x als Geschwindigkeit des Radmittelpunkts über Grund, bzw. des Fahrzeugs. Ein positiver Schlupf ist dabei definiert als Antriebsschlupf, negativer Schlupf tritt beim Bremsen auf. Somit kommt es unter Schlupf zu der in Bild 1 gezeigten Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrbahn und dem Profilklotz im Footprint während des Abrollvorgangs. Durch den im Koordinatensystem in x-Richtung feststehenden Profilklotz ergibt sich diese Relativgeschwindigkeit Δv zu:

$$\Delta v = v_{\text{Reifen}} - v_{\text{über Grund}}$$

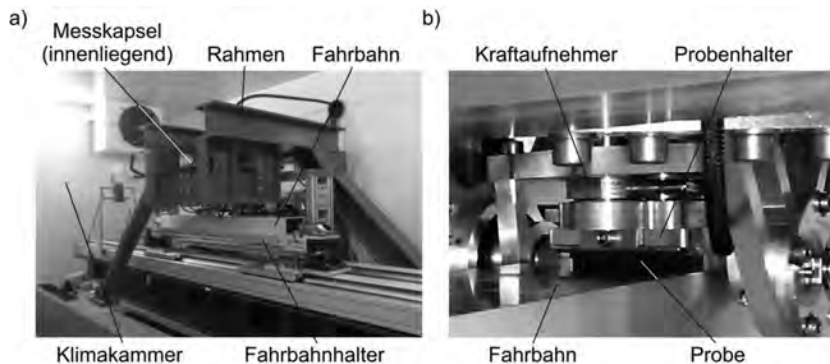


Bild 2: a) Gesamtaufbau des RePTiL innerhalb einer Klimakammer; b) Detailansicht des Probenhalters mit dem Profilklotz im Vollkontakt mit einer Fahrbahn aus Aluminium

Am RePTiL wird diese Relativbewegung umgesetzt, indem die Fahrbahn unterhalb der Probe mit der Geschwindigkeit Δv in die entsprechende Richtung entlang der x-Achse verfahren wird. Aufgrund des hohen Gewichts der Messkapsel inklusive der Servoantriebe ist es technisch günstiger die Fahrbahn zu bewegen. Dies geschieht mittels einer von einem weiteren Servomotor angetriebenen Linearachse auf der ein Fahrbahnhalter montiert ist (Bild 2 a)). Die maximale Länge einer Fahrbahnkassette beträgt dabei 1000 mm, mit einer maximalen Breite von 120 mm. Die Messkapsel wird über der Fahrbahn durch einen Rahmen getragen. Der Prüfstand ist in der Lage unterschiedlichen Reifengeometrien für Proben mit einer Größe bis 40 mm x 80 mm zu simulieren. Die maximal mögliche Last auf die Probe während der Kontaktzeit im Footprint beträgt 1000 N, um realistische Kontaktdrücke herstellen zu können.

Die Aufnahme der Kraftsignale erfolgt mittels zweier piezoelektrischer Dreiachs-Kraftaufnehmer unmittelbar oberhalb der Probe (Bild 2 b)). Zusätzlich werden der Neigungswinkel α und die Höhe h der Probe während der Messfahrt aufgenommen. Die Steuerung des Prüfstands und die Aufnahme der Messwerte erfolgt über ein LabView-Interface.

Um Versuche bei steuerbaren klimatischen Bedingungen durchführen zu können, befindet sich der Gesamtaufbau im Inneren einer Klimakammer (Bild 2 a)), deren Umgebungstemperatur im Bereich von -20 °C bis $+40\text{ °C}$ geregelt werden kann. Somit sind neben Versuchen auf Asphalt, Korund, Glas und metallischen Oberflächen auch Messungen auf Eis und Schnee durchführbar.

Durch den komplexen mechanischen Aufbau und einer damit verbundenen hohen bewegten Masse des Probenhalters unterliegt der Prüfstand Einschränkungen in der erreichbaren Geschwindigkeit mit der der Profilklotz die Abrollbewegung durchläuft. Der simulierbare Fahrzustand für den einzelnen Profilklotz umfasst eine Fahrzeuggeschwindigkeit über Grund von 1 mm/s bis 1000 mm/s mit einem Schlupfbereich des Reifens von $s = -50\%$ (Bremsen) bis $s = 100\%$ (Antreiben).

3. Versuchsdurchführung auf trockenem und nassem Glas

Der RePTiL soll anhand einer Studie zu lamellierten und nicht lamellierten Profilklotzen auf trockenem und nassem Glas auf seine Aussagefähigkeit zu unterschiedlichen Profilstrukturen hin untersucht werden. Hierfür werden die in Bild 3 a) gezeigten Gummiprobe mit den Abmaßen $40\text{ mm} \times 20\text{ mm}$ verwendet. Probe A stellt dabei einen durchgängigen Profilklotz dar, wie er an PKW-Sommerreifen zu finden ist, Probe B weist zusätzlich drei Lamellen auf, die den Block quer unterteilen und einem PKW-Winterreifen nachempfunden sind. Die Blöcke sind auf eine Grundplatte aus 2 mm starkem Stahlblech vulkanisiert, welche im Probenhalter des RePTiL eingespannt werden kann. Die Gleitrichtung, die sich aus dem Verfahren der Fahrbahn unterhalb der Proben ergibt, steht senkrecht zur langen Seite der Proben und variiert je nach simuliertem Fahrzustand, da Bremsen und Antreiben durch entgegengesetzte Fahrbahnbewegungen realisiert werden.

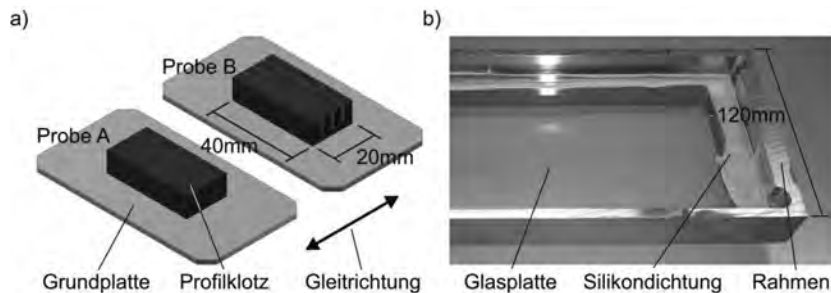


Bild 3: a) Design der verwendeten Proben: Ganzer Block (Probe A) & Lamellierter Block (Probe B); b) Glasfahrbahn

Als Fahrbahn wird eine flache Glasoberfläche verwendet. Die Glasplatte ist in einen Rahmen aus Aluminium eingelassen, welcher eine etwa 10 mm hohe Umrandung um die Glasplatte herum aufweist, sodass für Versuche auf nassen Oberflächen ein etwa 3 bis 4 mm hoher Wasserfilm aufgebracht werden kann. Hierfür ist der Spalt zwischen Glasplatte und Rahmen zusätzlich mittels Silikon abgedichtet. Die Fahrbahn ist 120 mm breit und weist eine Gesamtlänge von 1000 mm auf. Sie wird im Fahrbahnhalter des RePTiL eingespannt.

Tabelle 1: Parameter der durchgeführten Messprogramme

Probengeometrien	Probe A (Ganzer Block)	Probe B (Lamellierter Block)
Fahrbahnzustand	Glas trocken	Glas nass
Normalkraft F_N	200 N	
Fahrzeuggeschwindigkeit	300 mm/s	
Schlupfzustände	-50 %; -20 %; -7 %; -3 %; -1 %; 0 %; 1 %; 3 %; 7 %; 20 %; 50 %	
Umgebungstemperatur	20 °C	

Die Versuche simulieren ein rollendes Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von $v = 300 \text{ mm/s}$ bei elf verschiedenen Schlupfzuständen vom Bremsen (-50 %) über freies Rollen (0 %) hin zum Antreiben (+50 %) (vgl. Tabelle 1). Die aufgebrachte Normalkraft F_N orientiert sich an dem an einem PKW auftretenden Druck in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn. Dieser ist gleich dem Innendruck des Reifens, welcher durchschnittlich mit 2,5 bar angenommen wird. Mit der entsprechenden Kontaktfläche der Proben von 40 mm x 20 mm ergibt sich die aufzubringende Normalkraft daher zu $F_N = 200 \text{ N}$. Alle Versuche werden bei Raumtemperatur $T = 20 \text{ °C}$ durchgeführt.

3.1. Ergebnisse auf trockener Fahrbahn

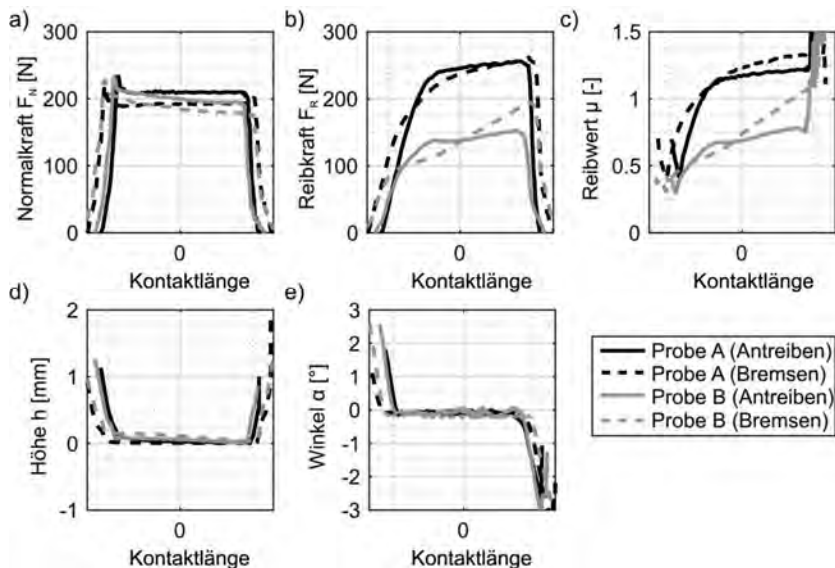


Bild 4: Kraft- und Messsignale der Proben A und B bei 7 % Antriebs- und Bremsschlupf und einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 300 mm/s auf trockener Glasfahrbahn

Die Ergebnisse der Messungen werden stellvertretend für die in Tabelle 1 aufgelisteten Schlupfzustände anhand der Messungen der Proben A und B bei -7% (Bremsen) und +7% Schlupf (Antreiben) erläutert. Die Messwerte sind über der Kontaktlänge aufgetragen. Diese beginnt in dem Punkt an dem die Probe mit ihrer Kante beim Absetzen auf die Fahrbahnoberfläche auftrifft (Bild 4 b)) und endet sobald sie den Kontakt beim Auslauf vollständig verloren hat (Bild 4 d)). Grundsätzlich ist dabei die durch die Probe durchlaufene Kontaktlänge beim Bremsen länger als beim Antreiben, da die Kontaktzeiten hierbei ebenfalls länger sind. Daher erfolgt eine Anordnung der Kurven über dem Mittelpunkt der Kontaktlänge, gekennzeichnet durch den Punkt 0 der x-Achse (Bild 4). Gezeigt werden die gemittelten Kurven aus fünf Messfahrten je Probe und Schlupfzustand. Die mittlere relative Standardabweichung der fünf Reibkraftsignale liegt dabei im Bereich von ca. 1,16 % und zeigt somit eine hohe Reproduzierbarkeit der Messungen.

Der Absetzvorgang wird anhand des Höhenverlaufs (Bild 4 d)) und des Winkelsignals (Bild 4 e)) deutlich. Beim Auftreffen der Probe auf die Fahrbahn steht sie unter einem Winkel von

$\alpha = 3^\circ$ und ihr Mittelpunkt (vgl. Bild 1) befindet sich noch etwa 1 mm oberhalb der Fahrbahn. Die Probe senkt sich daraufhin auf die Fahrbahn herab und wird weiter verdreht, bis ihre Unterseite vollflächig auf der Fahrbahn aufliegt. Die Höhe h und der Winkel α erreichen in diesem Punkt gleichzeitig den Wert 0. Für den Großteil der Kontaktlänge wird die Probe in dieser Position gehalten, bis das Ende des Footprints erreicht wird. Die Höhe h und der Winkel α steigen ab diesem Punkt gleichzeitig wieder an, sodass die Probe den Kontakt zur Fahrbahn unter einem Winkel von $\alpha = -3^\circ$ und einer Höhe von $h = 1$ mm verlässt.

Die aufgebrachte Normalkraft F_N (Bild 4 a)) steigt während des Absetzens der Probe auf die Fahrbahn auf den eingestellten Wert von $F_N = 200$ N an. Dabei stimmen der Zeitpunkt an dem die Probe vollflächig auf der Fahrbahn aufliegt (Höhe $h = 0$ mm und Winkel $\alpha = 0^\circ$) mit dem Erreichen der Solllast überein. Es kommt beim Erreichen des Vollkontakts der Probe mit der Fahrbahn zu einem kurzen Überspringen des Normalkraftsignals, was sich im mechanischen Aufbau der Messkapsel des RePTiLs begründet, da ihre Massenträgheit beim Absetzen einen zusätzlichen Kraftimpuls hervorruft. Mit etwa 10 % der Sollast ist er bei der Betrachtung der Messwerte zu vernachlässigen. Im Bereich des Vollkontakts der Probe mit der Fahrbahn wird die Normalkraft durch den Prüfstand konstant auf dem Zielwert gehalten. Sobald der Winkel α und die Höhe h ansteigen, verringert sich die Normalkraft F_N , bis sie beim Ablösen der Probe von der Fahrbahn den Wert $F_N = 0$ N erreicht.

Anhand der Reibkraftverläufe aus Bild 4 b) sind Effekte erkennbar, die zeigen, dass die Proben je nach Geometrie unterschiedliche Ergebnisse in der übertragbaren Reibkraft aufweisen. So erreicht Probe A ohne Lamellen sowohl beim Antreiben wie auch beim Bremsen mit $F_R = 240$ N bis 250 N deutlich höhere Reibkräfte als die lamellierte Probe B. Während des Durchlaufens des Footprints verkippen sich die Lamellen der Probe B und verringern so die Kontaktfläche zwischen Fahrbahn und Probe (Bild 5 a) & b), Punkt 3.). Durch den hohen Reibwert der Materialpaarung Gummi und trockene Glasoberfläche tritt diese Verkipfung entsprechend verstärkt auf. Zudem weist die lamellierte Probe B durch die Quereinschnitte eine verringerte strukturelle Steifigkeit in Gleitrichtung auf, was sich anhand der flacheren und weniger stark ansteigenden Reibkraftverläufe am Anfang des Footprints zeigt.

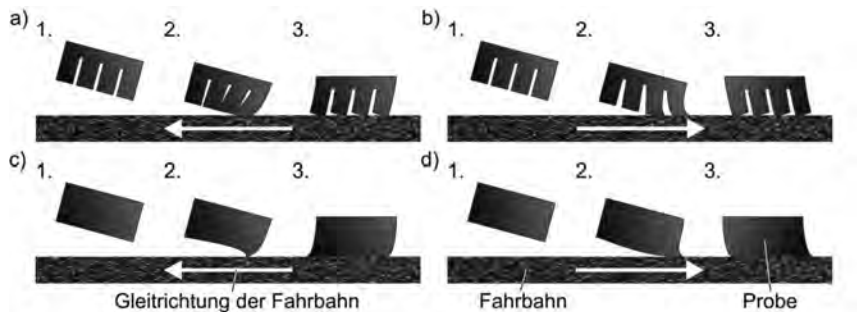


Bild 5: Aufsetzvorgang verschiedener Profilklotzgeometrien; a) Probe B Antreiben; b) Probe B Bremsen; c) Probe A Antreiben; d) Probe A Bremsen

Neben diesen Unterschieden der Probengeometrien treten noch weitere Effekte auf, die abhängig vom jeweiligen Fahrzustand der Probe sind. So weisen beide Proben einen weniger steileren und gleichzeitig höheren Reibkraftanstieg beim Einlauf in den Footprint auf, wenn sie den Zustand des Antreibens durchlaufen. Dies begründet sich in der Probenverformung während des Absetzens, die maßgeblich vom jeweiligen Fahrzustand beeinflusst wird. Beim Antreiben wird die Probe A beim Auftreffen auf die Fahrbahn in Gleitrichtung gestaucht (Bild 5 c)). Dies erhöht unmittelbar die Steifigkeit der Probe und führt zu dem gezeigten rapiden Reibkraftanstieg. Durch diese Kompression kann es je nach Reibwert der Materialpaarung auch zu einem Umklappen der vorderen Kante kommen, was zu einem Kontaktflächenverlust führt. Auch bei der lamellierten Probe B führt diese Stauchung zu einer erhöhten Steifigkeit, da die Lamellen zusammengepresst werden und sich gegenseitig unterstützen (Bild 5 a)).

Beim Bremsen werden die Proben dagegen gedehnt. Bei durchgängigen Blöcken wie Probe A führt dies zu einer verringerten Steifigkeit. Jedoch nimmt die Kontaktfläche zwischen Probe und Fahrbahn schneller zu als beim Antreiben (Bild 5 d)), was der verringerten Steifigkeit bei der Reibkraftentwicklung entgegenwirken kann. Die Lamellen der Probe B werden dagegen durch diesen Vorgang auseinandergezogen, was die Steifigkeit dieser Geometrie stark verringert (Bild 5 b)). Hinzu kommt die bereits genannte Kontaktflächenverringern durch das Verkippen der Lamellen. Neben der Verdeutlichung der o.g. Effekte kann zudem auch der Übergang des Profilklotzes von der Haft- zur Gleitreibung deutlich gemacht werden. So steigt die Reibkraft auch dann noch an wenn sich der Block bereits im Vollkontakt mit der Fahrbahn befindet. Hierbei wird zunächst die zunehmende Haftreibung in Form der Blocksteifigkeit gemessen, bis der Klotz ins Gleiten übergeht und ein konstantes Reibkraftniveau erreicht. Bei Fahrten mit geringeren Schlupfzuständen (-3 % bis +3 %) reicht die Verschiebung im Footprint

nicht aus, um den Übergang zur Gleitreibung zu erreichen. Die Reibkräfte dieser Messungen zeigen in diesem Fall eine über den gesamten Footprint ansteigende Tendenz, ohne das Niveau der Gleitreibung zu erreichen.

3.2. Ergebnisse auf nassem Glas

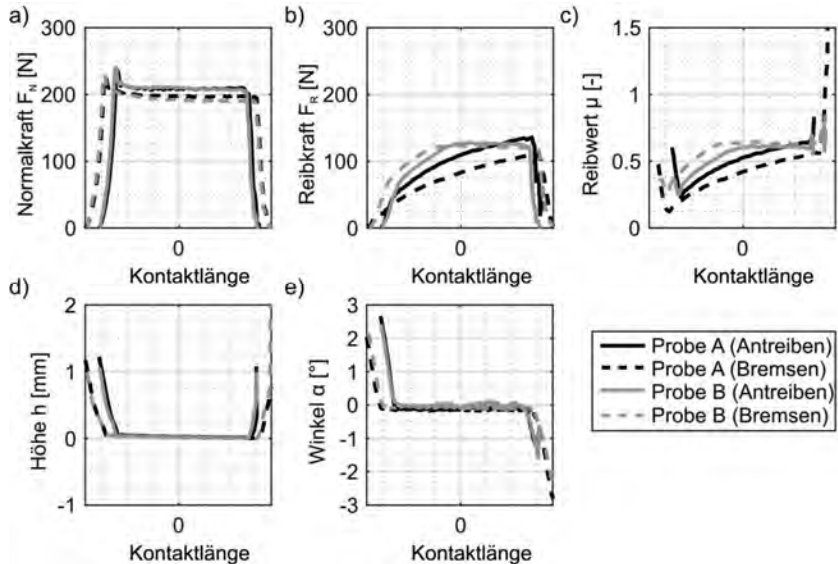


Bild 6: Kraft- und Messsignale der Proben A und B bei 7 % Antriebs- und Bremsschlupf und einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 300 mm/s auf nasser Glasfahrbahn

Die Versuche auf nassem Glas werden mit den gleichen Randbedingungen durchgeführt wie die Versuche auf trockenem Glas aus Abschnitt 3.1, die Verläufe der Normalkraft F_N (Bild 6 a)), der Höhe h (Bild 6 d)) und des Winkels α (Bild 6 e)) beider Versuche sind daher identisch. Unterschiede werden in den Verläufen der Reibkraft F_R (Bild 6 b)) und dem Reibwert μ (Bild 6 c)) sichtbar.

Durch den Wasserfilm auf der Glasbahn verringert sich der Reibwert zwischen Gummiprobe und Fahrbahnoberfläche, sodass weder die blockförmige Probe A, noch die lamellierte Probe B Reibkräfte wie auf trockenem Glas erreichen können. Es werden jedoch Effekte sichtbar, die auf trockenem Glas nicht auftreten. So kann die Probe B auf Nässe trotz ihrer weniger steifen Struktur deutlich schneller höhere Reibkräfte erzeugen als die Probe A und erreicht

damit ein höheres Reibkraftniveau, sowohl beim Antreiben wie auch beim Bremsen. Die Lamellen der Probe B bewirken, dass der Wasserfilm beim Absetzen schneller aus der Kontaktfläche zwischen Probe und Glasbahn verdrängt werden kann als bei der Probe A, da die Lamellen als Kanal für das Wasser dienen. Sobald die lamellierte Probe B vollflächig auf der Fahrbahn aufliegt führt die in Abschnitt 3.1 und Bild 5 a) und b) unter Punkt 3 gezeigte Verkipfung der Lamellen zu Wischkanteneffekten an den einzelnen Profilklotzelementen. Zwar verringert sich die Kontaktfläche zwischen Fahrbahn und Probe, jedoch verhindert dieses Wischen, dass Wasser in die Kontaktfläche gelangt und somit die Reibung noch weiter verringert. Probe A kann aufgrund ihrer Form nur mit der vordersten Kante Wischeffekte aufbauen, weshalb deutlich mehr Wasser in die Kontaktfläche eindringt. Zudem zeigt sie Unterschiede beim Absetzen während des Bremsens und des Antreibens. Beim Bremsen steigt die Reibkraft F_r deutlich geringer an als beim Antreiben. Dies zeigt sich auch bei den Versuchen aus Abschnitt 3.1 auf trockener Fahrbahn, jedoch ist der Unterschied auf nasser Fahrbahn deutlich stärker ausgeprägt. Beim Bremsen wird das Wasser in dieselbe Richtung aus dem Kontakt gepresst, in die die Probe über die Fahrbahn gleitet. Dies führt zu einem Stau der Flüssigkeit unterhalb der Probe und verlängert die Zeit, die die Probe benötigt, um einen vollflächigen Kontakt zur Fahrbahn herzustellen. Beim Antreiben sind die Richtungen des Ausquetschens und des Gleitens entgegengesetzt, weshalb das Wasser schneller aus der Kontaktfläche verdrängt werden kann.

3.3. Erzeugung einer μ -Schlupf-Kurve

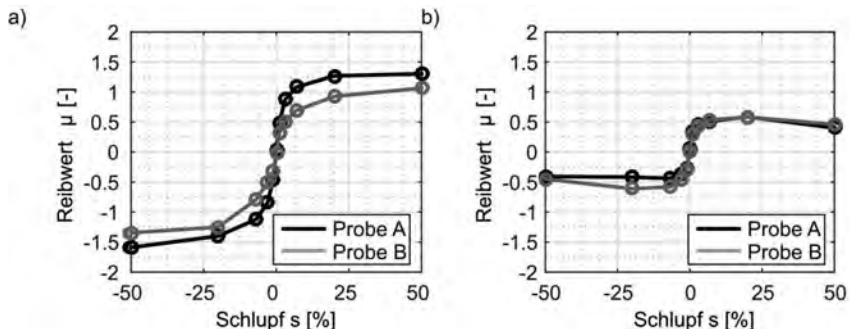


Bild 7: a) μ -Schlupf-Kurven auf trockenem Glas; b) μ -Schlupf-Kurven auf nassem Glas

Die in Abschnitt 3.1 und 3.2 gezeigten Ergebnisse auf trockener und nasser Glasbahn bei -7 % und +7 % Schlupf zeigen einen stellvertretenden Auszug für die in Tabelle 1 gezeigten durchgeführten Schlupfzustände von -50 % bis +50 %. Für jeden gemessenen Schlupfzustand wird

aus dem Signal des Reibwerts ein Mittelwert über den gesamten Footprint gebildet. Dies erlaubt die Erzeugung einer μ -Schlupf-Kurve, wie sie auch an Reifenprüfständen erzeugt werden können (Bild 7).

Die μ -Schlupf-Kurven zeigen dabei eine charakteristische S-Form, mit einem raschen Anstieg des Reibwerts für geringe Schlüpfen (0 % bis ± 7 %) und einem Übergang zu einem nahezu stabilen Reibwert für hohe Schlüpfen (± 7 % bis ± 50 %). Die in den Abschnitten 3.1 und 3.2 beschriebenen Effekte zeigen sich auch in diesen Kurven. Auf trockenem Glas erreicht die Probe A mit dem durchgängigen Profilklotz durchgängig höhere Reibwerte als die lamellierte Probe B, sowohl beim Antreiben, wie auch beim Bremsen. Auf Nässe kann die lamellierte Probe B aufgrund der auftretenden Wischkanteneffekte höhere Reibwerte als die Probe A erzeugen. Dieser Vorteil ist beim Bremsen deutlich ausgeprägter als beim Antreiben.

4. Fazit

Die mit dem neuartigen Prüfstand RePTiL erzeugten Messungen aus Abschnitt 3 zeigen plausible Ergebnisse. Effekte, die am rollenden Reifen auftreten, wie beispielsweise die Verformung des Profilklotzes oder das Ausquetschen einer Flüssigkeit aus der Kontaktfläche zwischen Probe und Fahrbahn können nachgestellt werden und zeigen sich deutlich im Verlauf der Reibwert- und Reibkraftentwicklung der Messungen.

Durch die simulierbare Fahrzeuggeschwindigkeit von maximal 1000 mm/s und die daraus resultierenden Gleitgeschwindigkeiten unterschiedlicher Schlupfzustände unterliegt der RePTiL jedoch auch Einschränkungen bei der Darstellung von Reifeneffekten, die bei höheren Abrollgeschwindigkeiten auftreten. Hierzu gehören beispielsweise Aquaplaning und Gummiabrieb. Linearprüfstände sind dagegen aufgrund ihrer ebenfalls oftmals höheren Gleitgeschwindigkeiten in der Lage Gummimischungen unter einem deutlich breiteren Parameterfeld gegeneinander zu testen und so Rückschlüsse auf ihr Materialverhalten zuzulassen. Auch in diesem Punkt ist der RePTiL aufgrund seiner, im Direktvergleich, geringen Geschwindigkeiten limitiert.

Da am rollenden Reifen stets mehrere Blöcke gleichzeitig im Eingriff mit der Fahrbahn sind und sich nur unter hohem Aufwand die Kräfte eines einzelnen Blocks ermitteln lassen, bietet der RePTiL erstmalig die Möglichkeit die auftretenden Kräfte für Profilblöcke verschiedener Geometrie insoliert aufzuzeichnen. Einlauf, Auslauf und Vollkontakt im Footprint können eindeutig voneinander getrennt untersucht werden. Dies macht den RePTiL zu einem Hybridprüfstand, der als Bindeglied zwischen Reifen- und Linearprüfständen mit Einzelklötzen einordnet. So können die Klotzeffekte nicht nur sichtbar gemacht werden, sondern sind unmittelbar den gemessenen Messwertkurven zuzuordnen. Es können Details sichtbar gemacht werden, die

nicht an einem Linearprüfstand gemessen werden können, wie die Unterschiedliche Verformung beim Bremsen und Antreiben bei geringem Schlupf. Zusätzlich kann durch die Verwendung der in Abschnitt 3 beschriebenen Glasfahrbahn in Kombination mit einer Hochgeschwindigkeitskamera der Abrollvorgang und die Profilverformung auch visuell sichtbar gemacht werden.

5. Literatur

- [1] Tuononen, A.; Lehtonen, T.; Juhala, M.: Estimation of Tyre Cornering Stiffness from Vehicle Measurement. FISITA 2006 World Automotive Congress (2006)
- [2] Hüseemann, T.; Bachmann, C.; Winter, S.; Henrichsmöller, D: Mobile Prüfstandstechnik zur Messung von Reifen-Fahrbahn-Reibwerten. ATZ 113 (2011) 6 S. 504-508
- [3] Flat-Trac® Tire Test Systems, Prospekt, MTS, Eden Prairie 2014
- [4] Vehicle-Pavement Interaction Facility (PFF), Prospekt, BAST, Bergisch Gladbach 2014
- [5] Giessler, M.; Gauterin, F.; Wiese, K.; Wies, B.: Influence of Friction Heat on Tire Traction on Ice and Snow. Tire Science and Technology 38 (2010) 1 S. 4-23
- [6] Ripka, S.; Lind, H.; Wangenheim, M.; Wallaschek, J.; Wiese, K.; Wies, B.: Investigation of Friction Mechanisms of Siped Tire Tread Blocks on Snowy and Icy Surfaces. Tire Science and Technology 40 (2012) 1 S. 1-24
- [7] Huemer, T.; Liu, W. N.; Eberhardsteiner, J.; Mang, H. A.; Meschke, G.: Sliding Behavior of Rubber on Snow and Concrete Surfaces. KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe 54 (2001) 9 S. 458-462
- [8] Altracon: High-speed linear friction testing. Tire Technology International – Dream machines?. 2011, S. 22-24

Smart Rubber and Tire Innovations for Next Tire Generations

Prof. Dr. **Gert Heinrich**,

Leibniz-Institut für Polymerforschung Dresden e. V. (IPF), Dresden,
ElaTyC (Elastomer-Tyre-Consulting), Hannover;

Dr. **Amit Das**,

Leibniz-Institut für Polymerforschung Dresden e. V. (IPF), Dresden,
Technical University of Tampere, Finland

Abstract

IPF Dresden has developed several concepts for functional rubbers. Very recently we have shown how the key feature of autonomic self-healing can be implemented into commercial tire rubbers, i.e. the material repairs by itself without external intervention leading to significant slowing down of crack propagation, i.e. to an increase of tearing resistance. One recent example describes the self-healing properties of bromobutyl rubber (BIIR) which is converted to a reversibly crosslinking material without permanent crosslinks. This self-healing process can even be triggered if the rubber becomes electrically conductive due to the presence of a small amount of carbon nanotubes in the formulation. Extension of the concepts to tread rubber polymers for consumer tires as well as truck tires is in progress. We note that the self-healing rubber concept would also lead to a substantially positive impact on the scrap tire problem and on the annual volume of dust resulting from tire wear.

As another example of functional rubber design, we developed rubbers with strain dependent electrical conductivity. Multiwall carbon nanotubes (CNT), conducting carbon black (CB) and their balanced combinations were considered as conducting filler in cross-linked natural rubber matrix. This type of rubber could be used in structural health monitoring, as sensors in different dynamically loaded elastomeric parts of tires, valves, gaskets, engine mounts, etc.

1. Introduction / Motivation

In case of tires for self-driving vehicles it is undoubtedly of advantage to have several concepts available for implementation of sensor systems into the tire which allow, for example, to measure permanently and continuously the road conditions and, furthermore, internal parameters of the tire like state of local deformations, pressure, etc. Continuously data gathering during the driving process can be supported with such tire solutions like implementation of highly

conductive stretchable rubber sensors into components of a tire. This will be outlined in some more detail below. Furthermore, as challenge for materials compounding we claim that robustness of the tire tread is also important for the driving safety of self-driving vehicles. This brings anti-failure properties with the direction of a high abrasion resistant compound into play when designing the tread. We are convinced that at this point that the very recently developed concept of self-healing rubbers for tire applications (IPF Dresden) is considered as basis for further tailored developments in this direction. Furthermore, rubbers with considerable higher lifetimes under operating conditions have also a positive impact on the scrap tire problem and, certainly, on the reduction of the annual volume of dust resulting from tire wear. When focusing on dust produced from automobile tires while cars drive on roads this last point becomes more significant in the near future due to the effects of air pollutants on people's health. It is estimated that an average passenger vehicle tire lasts for 40,000-50,000 km before it is worn out, with approximately 10-30% of its tread rubber emitted into the environment. The annual volume of dust resulting from tire wear, for example, calculated based on the number of automobiles registered in Japan, was 1747245.4 m³ [1, 2].

2. Rubbers with self-healing properties

First developments at IPF Dresden towards commercially available rubbers with self-healing properties were started with bromobutyl rubber (BIIR). Basically, butyl rubber is a copolymer of polyisobutylene and some few percent polyisoprene with characteristic double-bonds for realizing conventional chemical (sulphur) vulcanization. The ability of BIIR to react with various amines (e.g., alkyl imidazole) allows ionic functional groups to be introduced in a relatively simple way [3, 4]. This leads finally to the formation of a physically cross-linked network by ionic association. In addition, although no extra cross-linking ingredients such as sulphur or peroxides are required, the properties of this ionically modified BIIR are superior to those of conventionally cross-linked rubber with covalent bonds. If covalent cross-linked rubbers will be destroyed, the chemical bonds cannot be reformed and no autonomous self-healing properties can be attributed to this (classical) rubber.

Figure 1 visualizes the interrelationship between ionic association (cross-links) and self-healing. The top part displays a schematic representation of self-healing by reformation of ionic clusters in an ionic rubber network. A sample of imidazolium-modified bromobutyl rubber was cut into two pieces. After reassembling and several hours of healing time, the sample was stretched to breakdown (bottom).

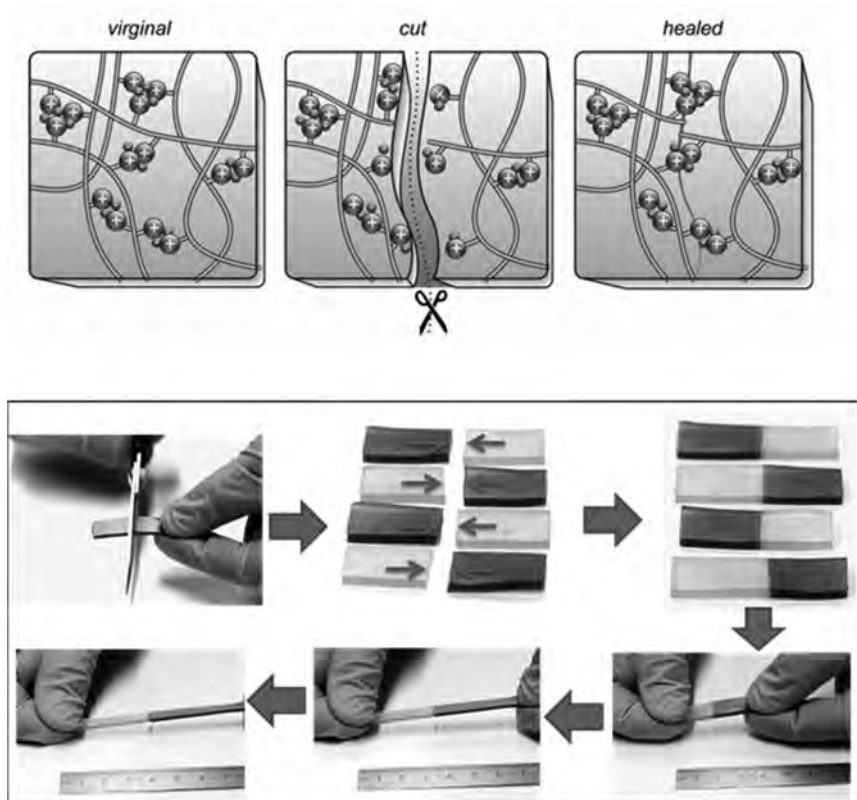


Fig. 1: Demonstration of autonomous self-healing properties of rubber [3]. See also: <https://www.youtube.com/watch?v=mxm62RlzkI4>

Figure 2 shows mechanical and dynamic mechanical properties of the imidazolium-modified BIIR in comparison to conventionally sulphur cross-linked BIIR. Graph 2a) displays the stress-strain plots and 2b) DMA (dynamic mechanical analysis) plots.

The comparison of conventional and new self-healing rubber with respect to their dynamic mechanical performance is seen in Figure 3 which displays the frequency dependent moduli and the corresponding loss factor that is reflecting the viscoelastic losses during dynamic mechanical deformation of the rubber material.

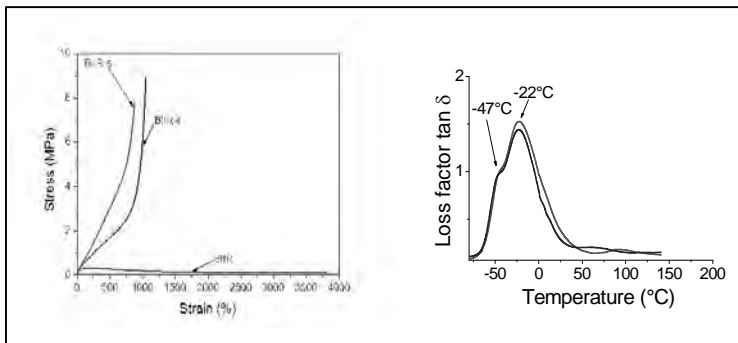


Fig. 2: Quasi-static and dynamic mechanical (loss factor $\tan \delta$) properties of conventionally sulphur cross-linked BIIR and the new modified BIIR with thermos-reversible cross-links. Imidazolium-modified BIIR: BIIR-i; sulphur cross-linked BIIR: BIIR-s, and uncross-linked BIIR: BIIR (top) [3].

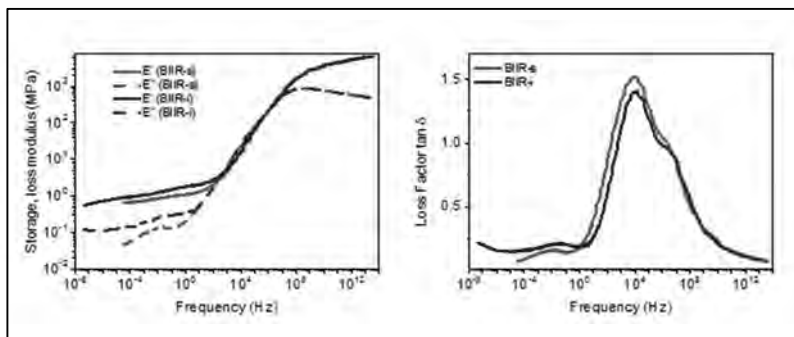


Fig. 3: Frequency dependent mechanical properties. Master curves of imidazolium-modified and sulphur cross-linked BIIR at a reference temperature $T_{ref} = 20^\circ\text{C}$. left) frequency behaviour of storage modulus E' and loss modulus E'' . right) frequency behaviour of the loss factors $\tan \delta = E''/E'$ [3].

The self-healing properties of the rubber samples can be quantified via stress-strain investigations of mended rubber samples as shown in Figure 4 a). Furthermore, the impacts of the intrinsic self-healing property are reflected in measurements of the fatigue and wear properties of the corresponding rubber material. We expect that the reformation of the thermo-reversible

network junctions in the new designed rubbers leads to an increase of the resistance against crack propagation and to an increase of the material's life time till catastrophic failure. Therefore, we measured the crack growth rate as function of the tearing energy under periodic deformations of pure shear rubber specimen using a Tear Fatigue Analyzer (see [5]). Figure 4c) clearly shows how the crack growth rate slows down within the regime of stable crack propagation.

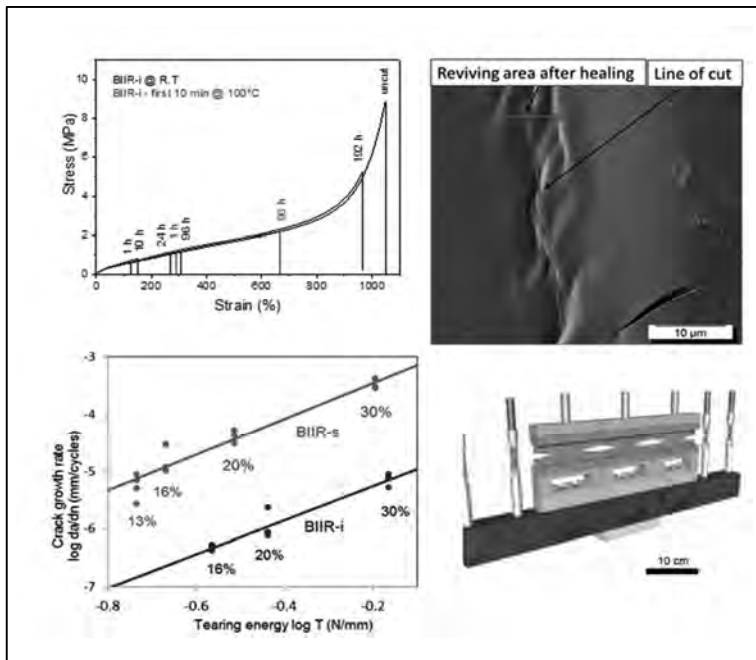


Fig. 4: Self-healing behaviour of ionically modified BIIR and comparison of fracture mechanical behavior with sulphur cross-linked material. a) Stress-strain plots of mended samples of the imidazolium-modified BIIR after 1 to 192 h of healing at room temperature. Some samples were maintained at 100 °C for the first 10 min of the total healing time. For comparison, the stress-strain plot of the uncut sample is shown. b) Scanning electron micrograph showing the cut area after 24 hours of healing at room temperature. c) Crack growth rate as a function of tearing energy. The imidazole-modified rubber (BIIR-i) exhibits distinctly lower crack growth rates than the sulphur cross-linked one (BIIR-s). The numbers indicate the percentage of the deformation amplitude. d) Set-up of the tear fatigue analyser (TFA) for the determination of the crack growth rate (see [3]).

We note that we have also developed and characterized an intrinsically self-healable material based on imidazole modified bromobutyl rubber (BIIR)/natural rubber (NR) blends filled with carbon nanotubes (CNTs). It was found that the addition of CNTs and the blending with NR significantly enhance the tensile strength of the BIIR composites [6]. Generally, the reinforcement with CNTs improves the mechanical performance of the composites and yields additionally electrical conductivity. This has an additional advantage because it allows generating an electric current by applying an electrical voltage which opened the possibility to heat the sample locally (Joule heating) which accelerates the self-healing kinetics (the principle is shown in Figure 5). It has been demonstrated that the heating process applied across a damaged surface of a test specimen supports the healing process significantly.

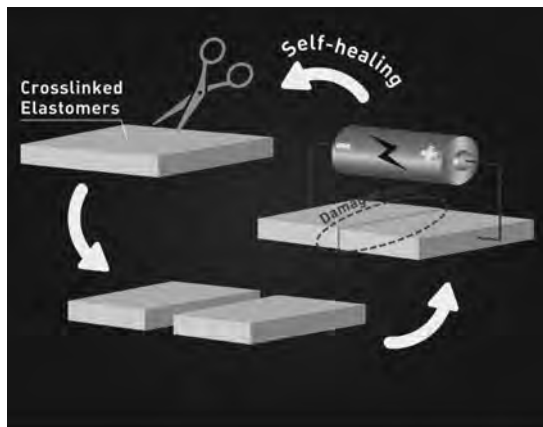


Fig. 5: Principle of triggering the self-healing properties of modified commercial rubber by intrinsically electrical heating [7].

Search to alternative approaches [11] and extension of the described concepts to tread rubber polymers for consumer tires as well as for truck tires is in progress at IPF Dresden, as well as in other institutes with regards to molecular enforced integration of covalent and reversible polymer networks [12].

3. Rubbers with conductive properties

As already demonstrated, another example of functional rubber design is the development of rubbers with strain dependent electrical conductivity. Multiwall carbon nanotubes (CNT), conducting carbon black (CB) and their balanced combinations were considered as conducting filler in cross-linked natural rubber matrix. This type of rubber could be used in structural health monitoring, sensors in different dynamic elastomeric parts like tires, valves, gaskets, engine mounts, etc.

Very recently, we investigated the piezoresistive characteristics of natural rubber composites loaded with of multiwalled carbon nanotubes (MWCNT), conducting carbon black (CCB) and various mixed filler systems [8-10]. Within these compounding approaches the operating regime of a stretchable sensor can be tuned by selecting the specific type and proportion of conducting fillers. As an example, Figure 6 shows cyclic strain experiment and plots of relative (electrical) resistance and strain vs time for carbon black (CB) 11 phr composite and for a CNT/CB 0.5/9 phr hybrid composite.

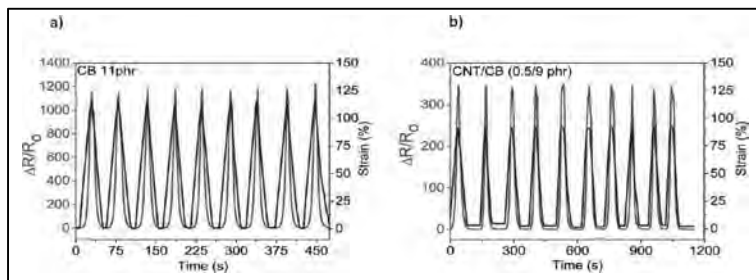


Fig. 6: Cyclic strain experiment and plots of relative (electrical) resistance and strain vs time for carbon black (CB) 11 phr composite and for a CNT/CB 0.5/9 phr hybrid composite [9].

As proof of application principle, Figure 7 shows as example the detection of finger motion and type of the motion by embodiment of conducting elastomer composite (CNT/CB 0.5/9 phr) on latex gloves [9]. Typing the complex stretching and bending motion of sample is directly reflected in the resistance plot.

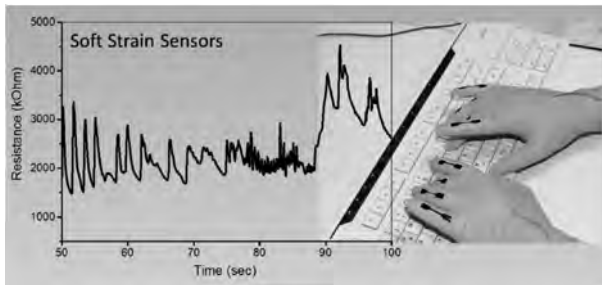


Fig. 7: Detection of finger motion and type of the motion by embodiment of conducting elastomer composite [9]

4. Conclusions

We argued that tires play a certain own critical role in driving an electric vehicle. For example, the new coming electric vehicles are imposing a high torque to the tread pattern increasing the wear of rubber. With regard to self-driving cars, continuously data gathering during the driving process must be supported with tire solutions like - as proposition - implementation of highly conductive stretchable rubber sensors into the tire. Therefore, we believe that we are running to a point where deep innovation in compound as well in complete tire design is needed. We have shown how such innovations can be influenced by new smart rubber materials concepts, and have shown two important examples (self-healing and conductive rubbers). The use of conductive rubbers as sensor materials surmounts disadvantages of "hard and solid" material solutions. These disadvantages are related to the fact that the sensor itself creates intrinsic large scale inhomogeneities within the bulk rubber (tread) material enhancing the probability for catastrophic failure events.

We exemplified the new autonomous self-healing concept with BIIR (which is well-known as rubber of choice for tire inner liner) and have even extended its functionality with incorporation of conductive nanoparticles (CNT) leading to the combination of conductive & self-healing rubbers. We may conclude that derived stretchable sensors from these kinds of rubbers may be applied on the inner liner of a tire and their possible utilization to improve a present vehicle control systems. We note that EBD+Cyber™ Tyres (Pirelli Tyre) can be mentioned as one example about possible sensor application on the inner liner of a tire and their possible utilization to improve the present vehicle control systems. Electronic brake force distribution (EBD) allows to automatically varying the brake pressure on each wheel according to road conditions,

vehicle speed and vertical tire-road contact force in order to maximize the total braking force and avoid macro-slippages [13].

We finally note that the development and industrialization of new functional rubbers for tire application must be still considered as a big challenge which needs many efforts in academic institutions as well as in R&D units of tire companies. Considering several boundary conditions and reaching finally cutting-edge materials, high-sophisticated and holistic approaches are needed. One example is a new compound-to-tire design approach like the *4D Nano Design* which was recently developed in Sumitomo Rubber Industries (SRI), Japan (see, Figure 8) and which is considered in IPF Dresden as paradigm in elastomer research and development (see https://www.ipfdd.de/fileadmin/media/Elastomerforschung_IPF_klein.mp4).

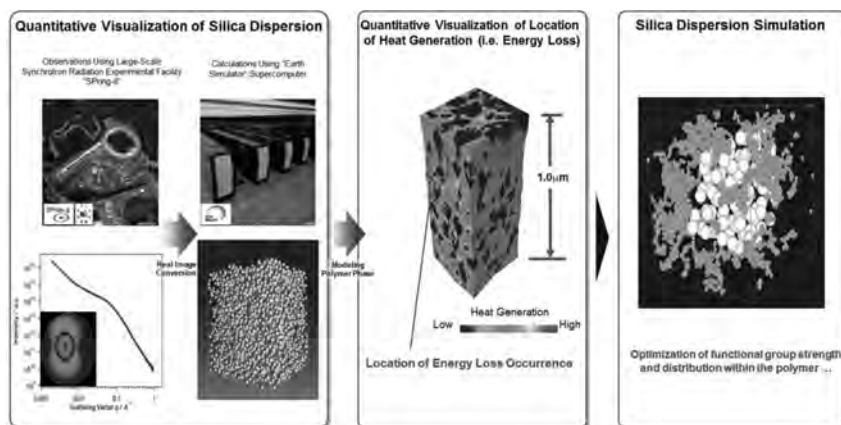


Fig. 8: Visualization of the principle of *4D Nano Design* when developing high performance tire tread compounds with reduced rolling resistance. Source: M. Naito, Tire Tech Expo & Conf. 02/2017, Hannover (G). With permission from Sumitomo Rubber Industries, LTD. (Japan)

5. References

- [1] Masakazu Yamashita ; Shohei Yamanaka: Dust Resulting from Tire Wear and the Risk of Health Hazards; *Journal of Environmental Protection* 4 (2013) 509-515
- [2] Grigoratos, T. ; Martini, G.: Non-exhaust traffic related emissions. Brake and tyre wear PM – JRC Science and Policy Reports. Report EUR 26648 EN (2014)
- [3] Das, A. ; Sallat, A. ; Böhme, F. ; Suckow, M. ; Basu, D. ; Wießner, S. ; Stöckelhuber, K.W. ; Heinrich, G.: Ionic modification turns commercial rubber into a self-healing material; *ACS Applied Materials & Interfaces* 7 (2015) 20623–20630
- [4] Das, A. ; Le, Hai Hong ; Vuorinen, J. ; Heinrich, G.: Comment on "Monitoring Network and Interfacial Healing Processes by Broadband Dielectric Spectroscopy: A Case Study on Natural rubber"; *ACS Applied Materials & Interfaces* 9 (2017) 14547-14551
- [5] Stoeck, R. ; Heinrich, G. ; Gehde, M.: Analyse des dynamischen Risswachstums von Elastomeren: Simultaner Zug-(Tensile-) und Pure-Shear Prüfmodus bei optimierter Risserfassung; *Kautschuk Gummi Kunststoffe* 62 (2009) 170-176
- [6] Le, Hai Hong ; Hait, S. ; Das, A. ; Wießner, S. ; Stöckelhuber, K.W. ; Böhme, F. ; Reuter, U. ; Naskar, K. ; Heinrich, G. ; Radusch, H. J.: Self-healing properties of carbon nanotube filled natural rubber/bromobutyl rubber blends; *eXPRESS Polymer Letters* 11 (2017) 230-242
- [7] Le, Hai Hong ; Böhme, F. ; Sallat, A. ; Wießner, S. ; Auf der Landwehr, M. ; Reuter, U. ; Stöckelhuber, K.W. ; Heinrich, G. ; Radusch, H. J. ; Das, A.: Triggering the self-healing properties of modified bromobutyl rubber by intrinsically electrical heating; *Macromolecular Materials and Engineering* 302 (2016) Art.-No. 1600385
- [8] Subramani B.E. ; Parsekar, M. ; Das, A. ; Le, H. H. ; Wießner, S. ; Stöckelhuber, K.W. ; Schmaucks, G. ; Heinrich, G.: Construction of an interconnected nanostructured carbon black network: development of highly stretchable and robust elastomeric conductors; *Journal of Physical Chemistry / C* 119 (2015) 21723–21731
- [9] Natarajan, T. S. ; Subramani Bhagavateshwaran, E. ; Stöckelhuber, K.W. ; Wießner, S. ; Pötschke, P. ; Heinrich, G. ; Das, A.: Strong Strain Sensing Performance of Natural Rubber Nanocomposites; *ACS Applied Materials & Interfaces* 9 (2017) 4860-4872
- [10] Natarajan, T. S. ; Eshwaran, S. B. ; Das, A. ; Stöckelhuber, K.W. ; Wießner, S. ; Pötschke, P. ; Nando, G. B. ; Chervanyov, A. ; Heinrich, G.: Piezoresistive natural rubber-multiwall carbon nanotube nanocomposite for sensor applications; *Sensors and Actuators A: Physical* 239 (2016) 102-113
- [11] Suckow, M. ; Zschoche, St. ; Heinrich, G. ; Voit, B. ; Böhme, F.: New reactive poly(ionic liquid)s synthesized by polymer analogous conversion of maleic anhydride containing polymers; *Polymer* 96 (2016) 20-25
- [12] Jinrong Wu ; Li-Heng Cai ; David A. Weitz: Tough Self-Healing Elastomers by Molecular Enforced Integration of Covalent and Reversible Networks; *Adv. Mater.* (2017) 1702616
- [13] Giorgio Audisio ; Federico Cheli ; Stefano Melzi ; Mauro Velardocchia: Cyber™ Tyre for Vehicle Active Safety: see http://www.dipmat.univpm.it/aimeta2009/Atti%20Congresso/SESSIONI_SPECIAlI/Velardocchia_paper359.pdf (2017-08-24)

**Innovative
Bremstechnik**

Highly automated driving in the predicament between technical possibilities, public expectations and safety & security requirements

Dipl.-Phys. **Udo Steininger**, Business Development Functional Safety, TÜV SÜD Rail GmbH, München

Abstract

The lecture starts with the initial situation in assisted and automated driving including a short definition of several levels of automation, a description of technical features within this levels and time of introduction on the market.

Afterwards public expectations shall be discussed taking into account several stakeholders. Politics and society expect an increase of road traffic safety on the one hand. On the other hand, customers implicate benefit, e.g. increase of comfort, as well as harm, e.g. loss of control or vulnerability by cyber-attacks. In this context it is necessary to touch upon some legal issues, too.

Safety and security requirements for highly automated driving including system verification and validation are currently being developed. In a first step, they can be derived from existing regulations and standards, e.g. UNECE regulation or ISO 26262, and from approval procedures for existing vehicle systems, e.g. passive safety systems. But there are some important limitations in this way. On the one hand we have to deal with technical limitations of sensors and algorithms regarding environment recognition and situation awareness in system safety design (keyword: functional deficiencies). On the other hand, we have to approve a huge number of environmental conditions, traffic situations and driver behaviour. It is not possible to cover this variability only by real testing as it is recently done. So virtual testing will play an important role in frame of the approval of systems for highly automated driving.

The lecture gives an overview about recent activities in this field and closes with an outlook to further development of safety and security requirements as well as verification and validation procedures for highly and fully automated driving.

A VERY OLD PROBLEM – LACK OF CHAUFFEURS



© Daimler

In 1901 Daimler launched the first modern car - the Mercedes 35 HP.

At the same time Gottlieb Daimler said:

„The worldwide demand for automobiles will not exceed one million if only due to the lack of chauffeurs.“

Today we have the chance to solve the "problem" of the unavailability of human chauffeurs with the help of highly automated driving systems. But the challenge is, to make highly automated driving highly performant, safe and secure.

CONTENT

- . Initial situation
- . Public expectations
- . Safety requirements
 - Current regulation & standardisation and challenges by introduction of level 3
 - Future requirements on system architecture for level 4 & 5
- . Security requirements
- . Resume

SAE LEVEL OF AUTOMATION

© SAE INTERNATIONAL 2014, J3016

Level	Name	Narrative definition	Execution of steering and acceleration/deceleration	Monitoring of driving environment	Fallback performance of dynamic driving task	System capability (driving modes)	SAE level
Human driver monitors the driving environment							
0	No Automation	The full-time performance by the human driver of all aspects of the dynamic driving task, even when enhanced by warning or intervention systems	Human driver	Human driver	Human driver	None	None
1	Driver Assistance	The driving mode-specific execution by a driver assistance system of either steering or acceleration/deceleration using information about the driving environment and with the expectation that the human driver perform all remaining aspects of the dynamic driving task	Human driver and system	Human driver	Human driver	Some driving modes	Assisted
2	Partial Automation	The driving mode-specific execution by one or more driver assistance systems of both steering and acceleration/deceleration using information about the driving environment and with the expectation that the human driver perform all remaining aspects of the dynamic driving task	System	Human driver	Human driver	Some driving modes	Partial automation
Automated driving system ("system") monitors the driving environment							
3	Conditional Automation	The driving mode-specific performance by an automated driving system of all aspects of the dynamic driving task with the expectation that the human driver will respond appropriately to a request to intervene	System	System	Human driver	Some driving modes	Conditional automation
4	High Automation	The driving mode-specific performance by an automated driving system of all aspects of the dynamic driving task, even if a human driver does not respond appropriately to a request to intervene	System	System	System	Some driving modes	High automation
5	Full Automation	The full-time performance by an automated driving system of all aspects of the dynamic driving task under all roadway and environmental conditions that can be managed by a human driver	System	System	System	All driving modes	Full automation

VDA ROADMAP FOR INTRODUCTION OF AUTOMATED DRIVING (2015)

	Driver is always in the loop and monitors environment.			System monitors environment, driver is (temporarily) out of the loop.		
...						Robot taxi
Automation 2 nd gen.				Highway pilot	Parking garage pilot	
Automation 1 st gen.				Highway congestion pilot		
New DAS		Eco ACC, Work site assistant	Congestion assistant, Park assist.			
Established DAS	LCA, PDC, LDW, FCW	ACC, S&G, PSA, LKA				
	Driver only	Assisted	Partially automated	Highly automated	Fully automated	Divergence
	(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
LCA: Lane Change Assistant	LDW: Lane Departure Warning	ACC: Adaptive Cruise Control	PSA: Park Steering Assistant			
PDC: Park Distance Control	FCW: Forward Collision Warning	S&G: ACC incl. Stop & Go	LKA: Lane Keeping Assistant			

VDA ROADMAP FOR INTRODUCTION OF AUTOMATED DRIVING (2015)

Market introduction of

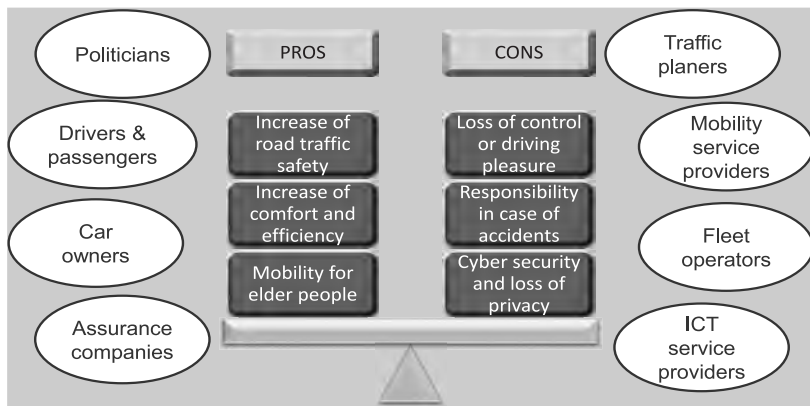
- Level 2 systems, partially automated: 2016
- Level 3 systems, highly automated: 2020
- Level 4 systems, fully automated: > 2025



CONTENT

- Initial situation
- Public expectations
- Safety requirements
 - Current regulation & standardisation and challenges by introduction of level 3
 - Future requirements on system architecture for level 4 & 5
- Security requirements
- Resume

STAKEHOLDER AND AREAS OF CONFLICTS



RISKS AND CHANCES

Unrealistic expectations, wrong promises e.g.

- „Vision Zero“ by EC
- Tesla's so called „Autopilot“ which is in best case a level 2 DAS
- Time to market of fully automated and especially driverless vehicles

Uncertainty for automotive industry and mobility service provider because of regulations and standards have to be developed parallel to development of technical systems

Although it is a disruptive technology we will get an incremental market introduction (i.e. stakeholders have the chance to learn step by step how to deal with the technology)



Regulation and standardisation bodies take in to account technical feasibility and customer expectations in development of regulations and standards

SOME HIDDEN / UNDERESTIMATED ASPECTS

- Mixed traffic, i.e. different levels of automation (driver only to fully automated / driverless) have to be managed simultaneously for decades
- Influences on urban development, e.g. sclerotisation of inner cities due to increasing commuting distances, elder people get able to live on countryside etc.
- Social and commercial aspects, e.g. huge number of people get online some additional hours per day during highly or fully automated driving

CONTENT

- Initial situation
- Public expectations
- Safety requirements
 - Current regulation & standardisation and challenges by introduction of level 3
 - Future requirements on system architecture for level 4 & 5
- Security requirements
- Resume

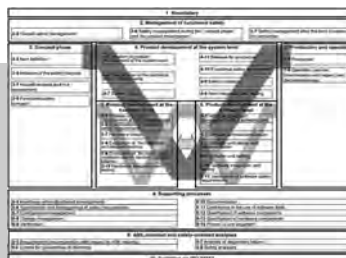
REGULATION

- **European type approval** for passenger cars based on 2007/46/EC and ECE-Regulations 13 & 79 (brake & steering) with electronic annexes
- Requirement: No influence of E/E systems on mechanical braking and steering functions
- Not focused on DAS, but sufficient as long as systems are fully controlled by driver in every situation according to 1968 Vienna Convention on Road Traffic (VC 68)
- With increasing level of automation, we will reach a point, where those regulations are not longer sufficient → ECE-R79 & 13 are under revision



STANDARDISATION

- **Product safety confirmation** for E/E systems of road vehicles based on ISO 26262 for Functional Safety
- Applicable for DAS in general and sufficient for established systems
- Limitation: ISO 26262 only deals with hazards resulting from malfunctions of technical systems, it doesn't cover functional limitations (e.g. deficiencies in sensor setup and algorithms resulting in false positive system interventions)
- With ISO/AWI PAS 21448 a standard for "Safety of the Intended Functionality (SOTIF)" is under development



INTERNATIONAL CONTRACTS & NATIONAL LEGISLATION

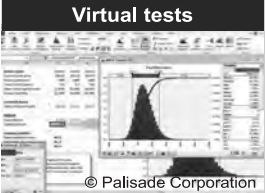


- **VC 68** as well as German **StVG** has been adapted for further development of automated driving recently
- Changes do not allow full automation but
 - enable next steps, i.e. market introduction of level 3 systems / highly automated driving and
 - show political will to support automated driving at national and international level

CHALLENGES FOR LEVEL 3

- On the one hand systems have to fulfill very high functional safety requirements, e.g. for ASIL D random hardware failure rates $< 10^{-8} / h \rightarrow$ It is not possible to prove those failure rates by conventional field tests with reasonable effort
- On the other hand we have to deal with a huge number of traffic situations, environmental conditions and driver behavior \rightarrow It is not possible to cover this test space only by **real tests** at all
- Method of resolution: for verification & validation of level 3 systems **virtual testing** has to play an important role

ISO 26262 ASIL Determination		Exposure	Controllability		
Severity	S1	E1	QM	QM	QM
		E2	QM	QM	QM
		E3	QM	QM	A
		E4	QM	A	B
	S2	E1	QM	QM	QM
		E2	QM	QM	A
		E3	QM	QM	B
		E4	A	B	C
	S3	E1	QM	QM	A
		E2	QM	A	B
		E3	A	B	C
		E4	B	C	D

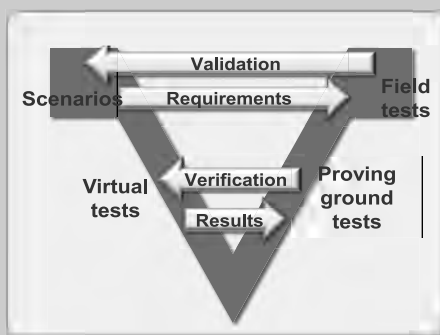
CHARACTERISTICS OF SEVERAL TEST LEVELS

Virtual tests	Proving ground tests	Field tests
 <p>© Palisade Corporation</p> <p>☑ Analysis of huge number of scenarios, environments, system configurations and driver characteristics</p>	 <p>☑ Reproducibility by use of driving robots, self driving cars and targets; critical manoeuvres are possible</p>	 <p>☑ Investigation of real driving situations and comparison with system specifications</p> <p>© BMW</p>
<p>Effort for coverage of all relevant scenarios & environments</p> <p>Uncertainties & simplifications</p>		

SCENARIO BASED APPROACH



Gefördert durch:
 Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
 aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages



- Identification of relevant scenarios and derivation of safety requirements
- Cover test space by virtual tests
- Verification of virtual test results by proving ground tests
- Validation of requirements by field tests

CONTENT

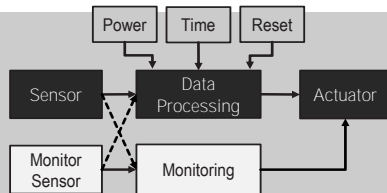
- Initial situation
- Public expectations
- Safety requirements
 - Current regulation & standardisation and challenges by introduction of level 3
 - Future requirements on system architecture for level 4 & 5
- Security requirements
- Resume

WHAT HAPPENS IN CASE OF FAILURES IN E/E SYSTEMS?

Level	Driver activities	E/E system design
0 - 2	intervention through mechanical connection between control element (steering column, brake pedal) and actuation	Fail safe
3	“respond appropriately to a request to intervene” → affects system performance (request at right time) as well as allowed driver activities (appropriate reaction)	Fail safe + Minimum risk manoeuvre (MRM)
4 - 5	driver is not longer available for activities / there is no driver, i.e. mechanical connection between control element and actuation is not longer sufficient / will not exist	Fail operational

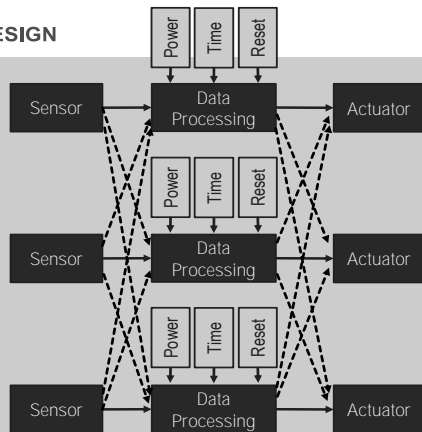
FAIL SAFE SYSTEM DESIGN

- Systems detect failures and shut down in case of failure (they deliver either intended function or no function at all)
- Typical architecture: intended function is controlled by several monitors (e.g. for power and time) and by a separate monitoring channel
- Typical application: Electrical Power Steering
 - Failure that leads to wrong steering torque at high speed is dangerous
 - Shut down in case of a failure provides a safe state because of mechanical fall back
 - If failure indication is no longer valid, function is available again after reset
- General prerequisite for fail safe design: Shut down is a safe state!

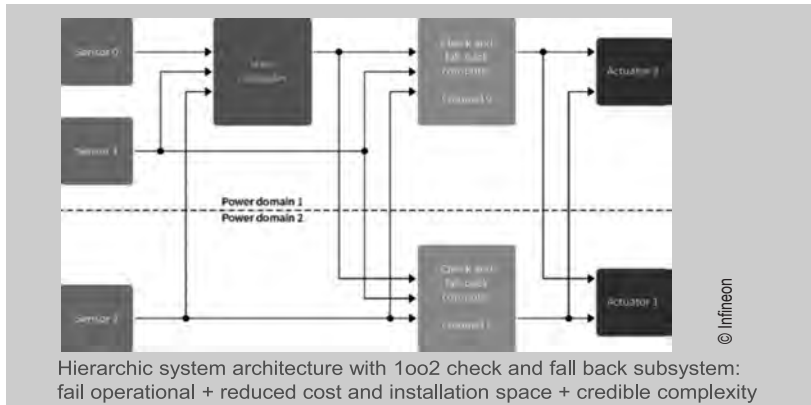


FAIL OPERATIONAL SYSTEM DESIGN

- Necessary, if shut down leads to an unsafe state
- Function has to be continued after a failure has detected
- Typical architecture: 2oo3 system, 3 redundant sub-systems with plausibility check of input and output data
- After detection of a single failure in a subsystem, function is fully available
- Typical application in aircrafts or Nuclear Power Plants
- Problem: very intensive regarding costs and installation space, high complexity



PRACTICABLE FAIL OPERATIONAL ARCHITECTURE



CONSEQUENCES FOR LEVEL 4 & 5 VEHICLES

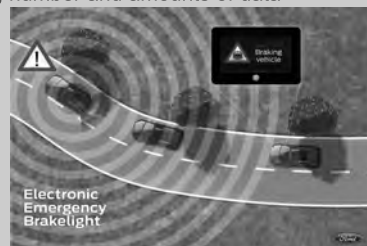
- Vehicles will have redundant and / or diverse by-wire systems not only for automation but also for steering and braking with
 - consequent separation of subsystems from sensor to actuator level including power supply and
 - diversity in sensors and performance / safety processing to avoid common cause failures
- At the latest at level 5, also power train has to be redundant to reach safe state (i.e. a place where passengers can safely leave the vehicle) in case of failure
- After occurrence of a single failure, systems has to operate in a degraded mode (e.g. reduced velocity) → consideration of independent 2nd or subsequent failure in safety concept?!

CONTENT

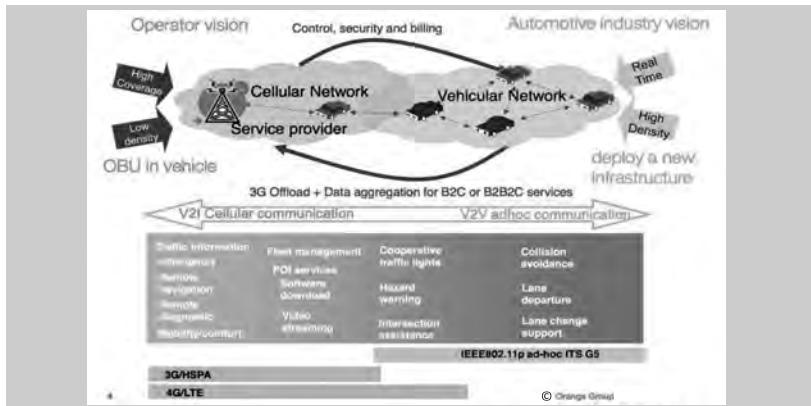
- Initial situation
- Public expectations
- Safety requirements
 - Current regulation & standardisation and challenges by introduction of level 3
 - Future requirements on system architecture for level 4 & 5
- Security requirements
- Resume

AUTOMATED DRIVING AND SECURITY

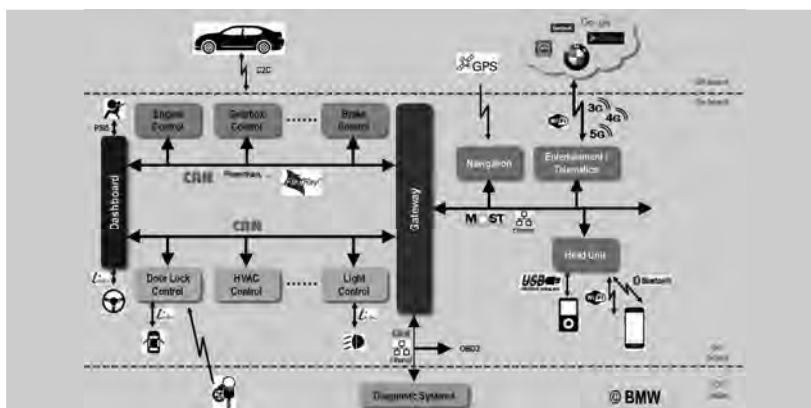
- Historically, vehicles have been closed systems - first applications that connect vehicles with outside world where infotainment and navigation systems
- Automated driving is not the root cause and not the single mover for connectivity but it produces increasing number and amounts of data collected, processed and stored
- One reason is the limited range of on-board sensors, which yield to limitations in forecast of systems for automated driving
- For level 3+, vehicle to vehicle and vehicle to infrastructure communication (V2X) may be mandatory, therefore



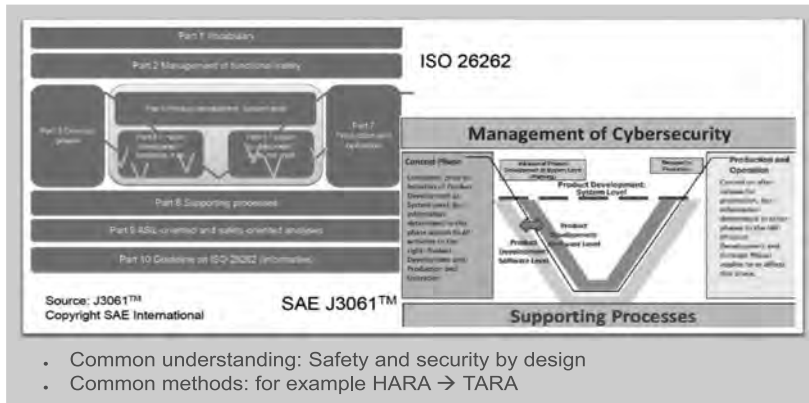
V2X COMMUNICATION TECHNOLOGIES



CYBER SECURITY THREADS



SAFETY & SECURITY PROCESS FRAMEWORK



CHALLENGES FROM CYBER SECURITY AND PRIVACY

Cyber security

- Same situation like in safety - driver is not longer available for prompt intervention
- Common understanding / guideline for security tests and verification & validation process still outstanding

Privacy

- For higher levels of automated driving, driver supervision and Event Data Recorder (EDR) will be mandatory but how to store and manage those data (black box, transfer to data trustees ...)?



© digital trends

CONTENT

- Initial situation
- Public expectations
- Safety requirements
 - Current regulation & standardisation and challenges by introduction of level 3
 - Future requirements on system architecture for level 4 & 5
- Security requirements
- Resume

RECENT SITUATION AND CHALLENGES

- Technology for level 3 is more or less ready to market and development of approaches and tools for assessment of systems is close to completion
- For higher levels of automation, completely new system architecture requirements will arise, not only automated driving systems will be affected but also braking, steering and power train
- Cyber security and privacy within the scope of automated driving are still in an early development stage



BACK TO OPENING QUESTION

Is the “problem” of missing human chauffeurs solved by automated driving?

- Technology at least for next level is generally available
- Political commitment exists widely
- Regulations and standards are under development

General questions

- What does the customer really want / what is he willing to pay for?
- What happens, when accidents with automated vehicles occur?
- Who will rule the development – Old or New Economy?



HOW CAN WE HELP YOU?

Dipl.-Phys. Udo Steininger
Team Leader Automotive

Phone +49 89 5791-3163
Mobile +49 160 3601992
udo.steining@tuv-sued.de

TÜV SÜD Rail GmbH
Barthstraße 16
80339 Munich



Autonome und elektrische Fahrzeuge und deren zukünftige Bremssysteme

Dr. Ralf Leiter,

Mando Corporation Europe GmbH, Frankfurt am Main

Einleitung

Jede Reibbremse erzeugt Abrieb und damit Partikel in der Größe von Feinstaub, den wir nicht auf unseren Straßen haben möchten. Da der Kontakt mit der Fahrbahn über den Reifen stattfindet wird an dieser Stelle auch Abrieb erzeugt.

Der Beitrag von Bremse und Reifen zur Feinstaubentwicklung ist nicht unerheblich und dessen Reduzierung wird zukünftig auf der Agenda der OEM stehen.

Elektrische Fahrzeuge haben ein Reichweitenproblem. Eine Reduzierung von Restschleifmomenten bringt eine nennenswerte Reichweitenerhöhung. Der Nachteil ist: Die Scheiben korrodieren während der Fahrt und die Beläge verwittern. Daraus ergeben sich neue Anforderungen für den Korrosionsschutz der Reibpartner.

Autonomes Fahren bedeutet volle Redundanz der Systeme bei sofortiger Diagnose und Umschaltung in die Rückfallebene. Daraus ergeben sich Anforderungen an die Architektur neuer Bremssysteme.

Autonomes Fahren geht nur diversen Vernetzungen, dadurch wird das Fahrzeug verletzbar und Ziel von unseriösen Zeitgenossen. Alles, was wir bisher in der IT-Industrie erlebt haben, lässt sich auf das vernetzte Fahrzeug übertragen. Und die Schutzmaßnahmen werden die Gleichen sein, wie in der IT-Industrie.

Automatisches Lenken und Konsequenzen für die Bremse

Jost Gail, Oliver Bartels,

Bundesanstalt für Straßenwesen, Bergisch Gladbach

Zusammenfassung:

Automatische Lenkfunktionen sind abgesehen von diskontinuierlichen, korrigierenden Lenkeingriffen gemäß der UN-Regelung Nr. 79 über einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Lenkanlage bisher nur in einem Geschwindigkeitsbereich bis zu 10 km/h erlaubt. Die Weiterentwicklung der Technik im Bereich der Fahrerassistenzsysteme und der Automatisierung der Fahraufgabe würden es jedoch technisch ermöglichen, automatische Lenkfunktionen auch bei höheren Geschwindigkeiten einzusetzen. Neben mehr Komfort wird von diesen Systemen auch ein Beitrag zur Erhöhung der Verkehrssicherheit im Sinne von vermiedenen Unfällen erwartet. Dieses Verkehrssicherheitspotenzial wird man jedoch nur ausschöpfen können, wenn die automatisierten Lenksysteme entsprechend sicher gestaltet sind und ein Mindestmaß an Performance aufweisen. Insbesondere sollten mögliche Risiken auf Grund automatischen Lenkens erst gar nicht entstehen bzw. minimiert sein. Aus diesen Gründen laufen derzeit Arbeiten auf UNECE-Ebene im Rahmen einer informellen Arbeitsgruppe, die Regelung Nr. 79 in Bezug auf automatische Lenkfunktionen (ACSF = Automatically Commanded Steering Functions) zu überarbeiten, um diese unter bestimmten Bedingungen auch bei höheren Geschwindigkeiten genehmigen zu können. Der vorgestellte Beitrag reflektiert diese Arbeiten und stellt die Entwicklung der technischen Anforderungen an automatisches Lenken und der für die fahrzeugtechnischen Vorschriften vorgesehenen Testprozeduren dar. Insbesondere wird darauf eingegangen, welche Sicherheitssysteme verbaut sein und zur Verfügung stehen müssen, wenn automatisches Lenken aktiviert werden kann - abhängig davon, ob der Fahrer die Hände am Lenkrad hat oder nicht. Hier kommt, obwohl es sich um Arbeiten an den Vorschriften zur Lenkanlage handelt, der Bremsanlage eine besondere Bedeutung zu: Zum einen dann, wenn auch die Längsführung kontinuierlich ablaufen soll, z. B. wenn zusätzlich zu einem Spurhaltesystem ein Tempomat oder Abstandsregeltempomat aktiviert werden soll oder muss. Zum anderen dann, wenn während automatisiert ablaufender Fahrt plötzlich eine kritische Situationen auftritt, in der eine Übergabe an den Fahrer auf Grund der zeitlichen Kürze oder wegen falschen Verhaltens des Fahrers (z. B. mangelnder Vigilanz) nicht mehr möglich ist. Hier müssen dann Notbremssysteme selbstständig in der Lage sein, die Situation zu meistern. Dabei besteht ein qualitativer Unterschied zu heutigen Notbremssystemen, bei denen der Bremsung in der Regel eine Warnphase vorausgeht und die zunächst noch eine mögliche Fahrerreaktion, wie z. B. Lenken und Ausweichen, einbeziehen müssen. Die entsprechenden vorgesehenen Tests für die Längsführung bzw. Notbremsung werden dargestellt.

Introduction

- (1) What is ACSF
- (2) Current state in legislation (EU)
- (3) Current draft for tests
- (4) Experimental execution of tests

Regulatory issues of ACSF

Status Quo UN-R 79

Defines requirements for steering system
for the type approval procedure

ACSF restricted to 10 km/h
e.g. Parking Assist



Overcome limit



Amending R 79 does not change behavioural law

Regulatory needs for ACSF

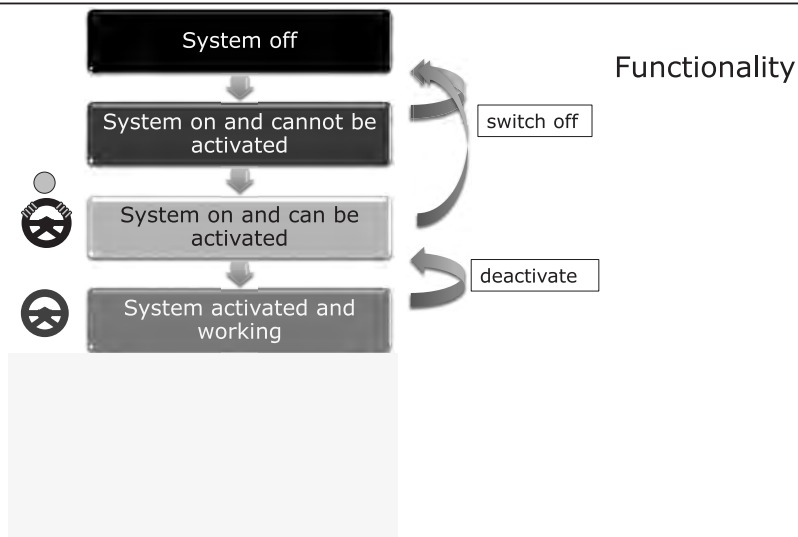
Basics

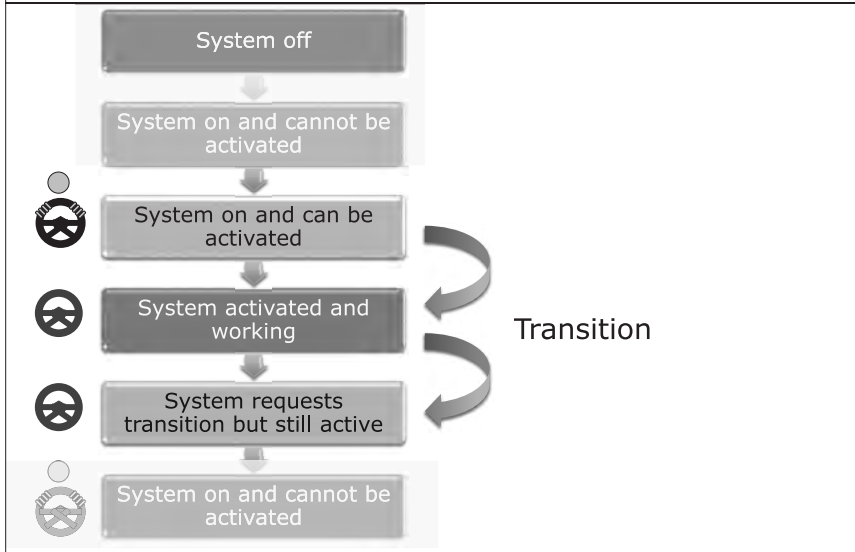
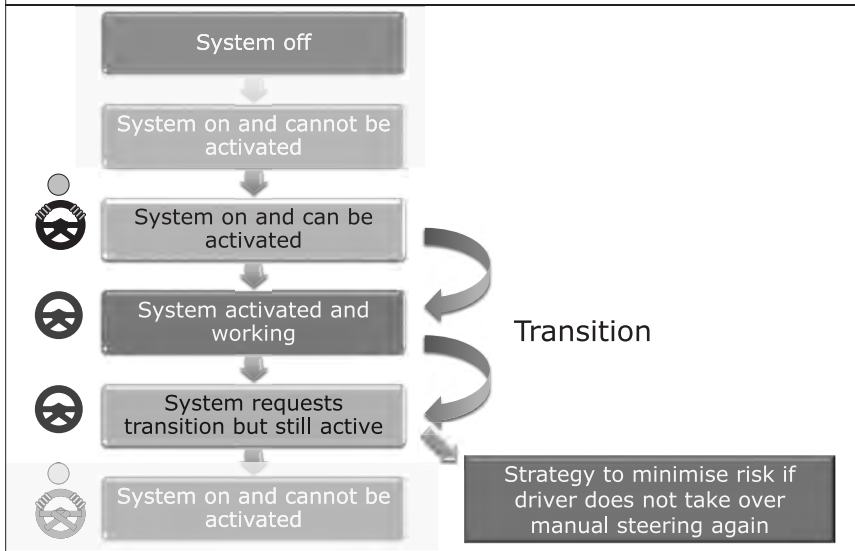
Performance requirements have to cover following items:

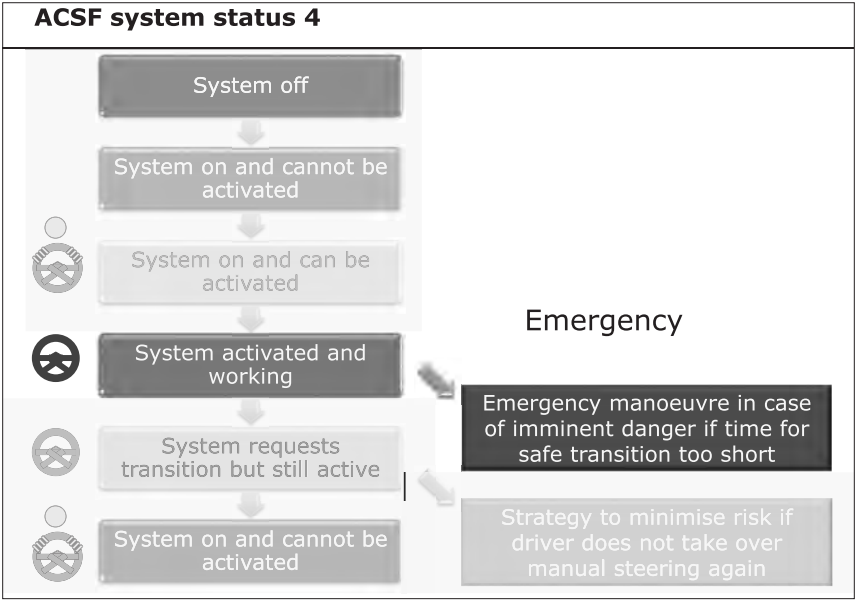
- 1) „Normal“ driving with ACSF active
- 2) Safe design of the transition towards the ACSF system and back to the driver (In case: functionality boundary will be reached)
- 3) Ensure mode awareness (who is in charge)
- 4) Cope with inattentive driver
- 5) Handle unexpected critical events during ACSF system driving

→ Interaction with brake is necessary, even though ACSF is a steering system regulated in UN-R 79


ACSF system status 1

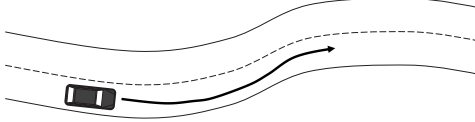



ACSF system status 2**ACSF system status 3**



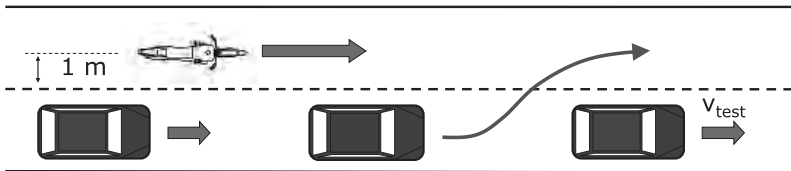
Proposed test cases		
Functionality	3	Test (differs depending on category)
		FU1 Lane keeping
		FU2 Abort of lane change
Transition	6	FU3 Lane change
		TR0 Holding steering control
		TR1 Lateral acceleration exceeded
		TR2 Missing lane marking
		TR3 Driver unfastened
Emergency	2	TR4 Failure
		TR5 Taking over manual control
		EM1 Braking with moving/decel. target
		EM2 Braking with stationary target

Test vehicle														
<div><h2>Feasibility investigation</h2><p>Production car equipped with modern assistance systems promising to cover most functionalities</p><p>Mercedes-Benz E Class W213 (MY2016)</p></div>	<table><tr><th>Test (differs depending on category)</th></tr><tr><td>FU1 Lane keeping</td></tr><tr><td>FU2 Abort of lane change</td></tr><tr><td>FU3 Lane change</td></tr><tr><td>TR0 Holding steering control</td></tr><tr><td>TR1 Lateral acceleration exceeded</td></tr><tr><td>TR2 Missing lane marking</td></tr><tr><td>TR3 Driver unfastened</td></tr><tr><td>Not supported by vehicle</td></tr><tr><td>TR4 Failure</td></tr><tr><td>TR5 Taking over manual control</td></tr><tr><td>EM1 Braking with moving/decel. target</td></tr><tr><td>EM2 Braking with stationary target</td></tr></table>	Test (differs depending on category)	FU1 Lane keeping	FU2 Abort of lane change	FU3 Lane change	TR0 Holding steering control	TR1 Lateral acceleration exceeded	TR2 Missing lane marking	TR3 Driver unfastened	Not supported by vehicle	TR4 Failure	TR5 Taking over manual control	EM1 Braking with moving/decel. target	EM2 Braking with stationary target
	Test (differs depending on category)													
	FU1 Lane keeping													
	FU2 Abort of lane change													
	FU3 Lane change													
	TR0 Holding steering control													
	TR1 Lateral acceleration exceeded													
	TR2 Missing lane marking													
	TR3 Driver unfastened													
	Not supported by vehicle													
	TR4 Failure													
	TR5 Taking over manual control													
	EM1 Braking with moving/decel. target													
	EM2 Braking with stationary target													

Functionality Test – FU1	
<div>FU1: Test for lane keeping Check if vehicle stays on path under normal operating conditions (ACSF on and activated)  <ul style="list-style-type: none">different test speeds to reach ~90% of the maximum supported lateral acceleration</div>	<div>Pass criterion: Vehicle does not cross any lane marking </div>

Functionality Test – FU2

FU2: Abort of lane change

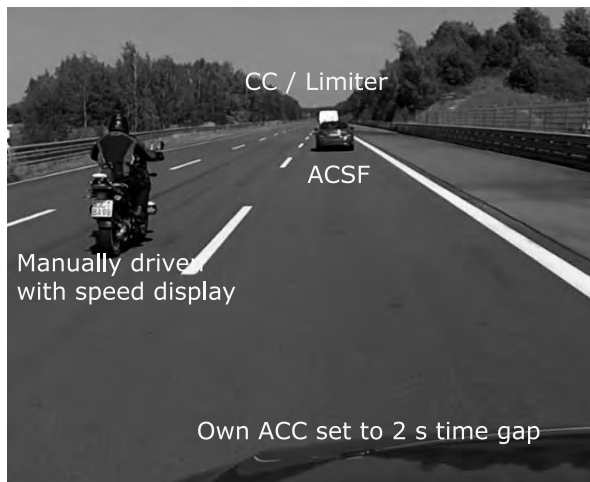


- 3 vehicles with 2s time gap, leading vehicle set to 70 km/h
- motorcycle approaches from behind with 120 km/h

Pass criterion:

Willingness for cutting out changes from yes to no before distance between the vehicle and the motorcycle falls below a certain value ($\sim 70\text{m}$)

Functionality Test – FU2





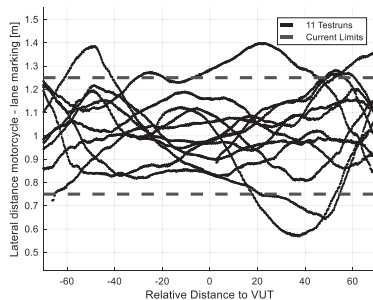


Problems - FU 2

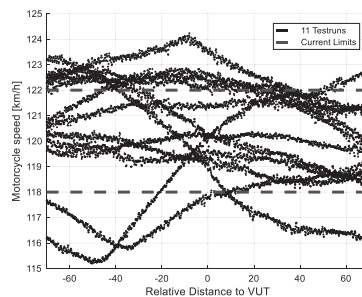
Motorcycle could clear set tolerances for speed an position

Driving robots are not an option. Enlargement of test tolerances needed.

$1 \pm 0,25 \text{ m} \rightarrow 1 \pm 0,5 \text{ m}$



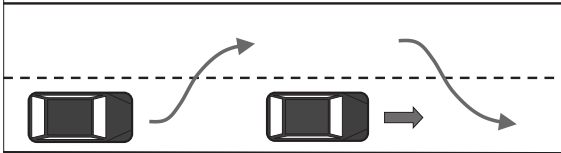
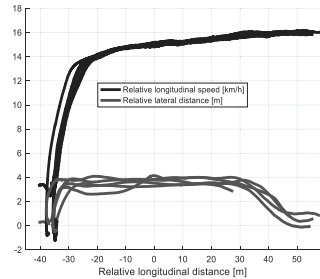
$120 \pm 2 \text{ km/h} \rightarrow 120 \pm 4 \text{ km/h}$



Functional Test FU3

FU3: Completion of lane change

- Check if vehicle does a lane change without crossing the outer lane markings
- Ensure safety gap (e.g. 1.9s) to overtaken vehicle



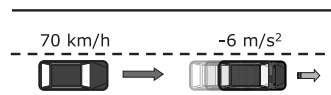
Emergency Test - EM1

Test EM1

(Protective braking with moving target)

Basic ACSF automatic emergency braking capability if lead vehicle suddenly decelerates sharply (ACSF on and activated)

Pass criterion: No collision

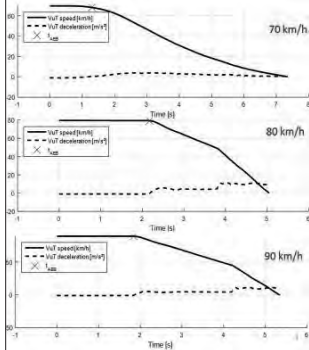
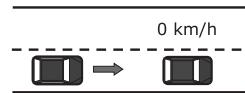


Test for B2

EM2: Protective braking with stationary target

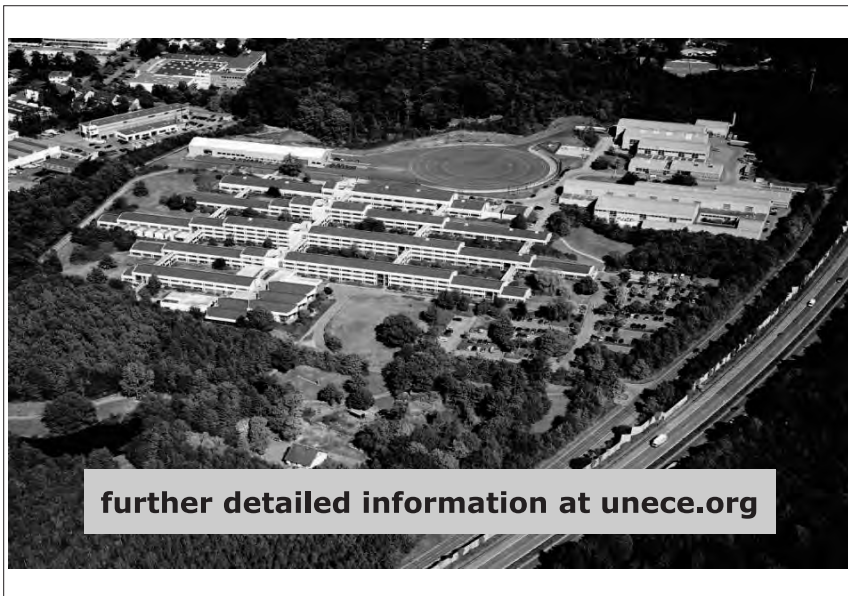
Pass criterion:

- No collision



Summary

- Allowing automated steering needs specific requirements
- Procedures to test functionalities against the requirements are drafted
- BAST successfully carried out driving tests to check feasibility



Objektive Beurteilung von Bremsregelsystemen

Virtuelles Verfahren zur simulativen Applikation von Bremsregelsystemen

M.Sc. J. Gottschall, Volkswagen AG, Wolfsburg

Kurzfassung

Das Verfahren zur simulativen Applikation von Bremsregelsystemen wird am Beispiel des Kurvenbremsens beschrieben. Die Grundlagen dafür sind ein valides Fahrzeugsimulationsmodell mit integriertem virtuellen Bremsregelsystem sowie ein reproduzierbares open-loop Fahrmanöver im Realversuch. Basierend auf Expertenbewertungen wird ein Sollverhalten definiert, welches als Zielvorgabe für die Simulation dient. Zum Erreichen der Zielvorgabe liegt der Fokus auf der Parametrierung des virtuellen Bremsregelsystems. Die dabei generierte virtuelle Variante wird von Expertenfahrern im Realversuch beurteilt, um dieses virtuelle Applikationsverfahren zu plausibilisieren. Damit wird der Nachweis erbracht, dass das Kurvenbremsen in einer Güte simuliert werden kann, die eine Applikation von Bremsregelfunktionen ermöglicht.

Abstract

The method for the virtual application of brake control systems is described using the example of braking while cornering. The basis for this is a valid vehicle simulation model equipped with an integrated virtual brake control system and a reproducible open-loop driving maneuver under real test conditions. Based on expert evaluations a desired behavior is defined which serves as the target output for the simulation. In order to achieve the target output the focus lies upon the parameterization of the virtual brake control system. The virtual version generated in this process is then evaluated by expert drivers under real test conditions to examine the virtual application process. This proves that braking while cornering can be simulated in a quality that allows an application of brake control functions.

1. Einleitung

Das im Jahr 1995 entwickelte elektronische Stabilitätsprogramm erweiterte grundlegend die Entwicklungsmöglichkeiten der Fahrdynamikapplikateure im Kraftfahrzeugwesen. Seit 2014 sind Stabilisierungssysteme durch die EU-Verordnung (611/2009) in jedem neu zugelassenen

Fahrzeug gesetzlich vorgeschrieben, mit dem Ziel das Fahrzeug in kritischen Situationen zu stabilisieren. Aktuell werden immer mehr Bremsregelfunktionen entwickelt, die das Fahrzeugverhalten in kritischen Fahrsituationen stabilisieren bzw. in sportlich dynamischen Fahrsituationen agilisieren sollen.

Diese zahlreichen Bremsregelfunktionen müssen in personal- und zeitintensiven Prozessen appliziert werden. Aufgrund der wachsenden Anzahl an Fahrzeugvarianten sowie der sogenannten Fahrprofilauswahl steigt der Aufwand für die Applikationen stetig an. Dieser Aufwand ist nur mit hohem personellen und finanziellen Einsatz zu bewältigen. Virtuelle Methoden werden in der Vorauslegung des Fahrwerks bereits zielführend eingesetzt und können den späteren Versuch sowie die Abstimmung gezielt unterstützen und vereinfachen. In der Vorapplikation von Regelsystemen finden die virtuellen Methoden jedoch nur vereinzelt Anwendung, da definierte objektive Kriterien [1 ,2] für die Applikation von Bremsregelsystemen nicht in ausreichendem Maße bekannt sind.



Abbildung 1 virtuelles Verfahren zur simulativen Applikation

Die Grundlage der virtuellen Entwicklung nach Abbildung 1 bildet ein validiertes Fahrzeugmodell. Die Validierung erfolgt im Realversuch über längs- und querdynamische Standardmanöver sowie das genauer betrachtete Kurvenbremsmanöver. Letzteres Manöver wird mit verschiedenen Softwarevarianten bzw. Parametrierungen des ESC-Steuergärts durchgeführt. Basierend auf dem erstellten Modell wird das Ist-Fahrzeugverhalten ermittelt. Anschließend wird der Vergleich zwischen dem Ist- und Sollverhalten gezogen. Die Definition

des Sollverhaltens erfolgt über objektive Beurteilung des Kurvenbremsverhaltens durch Expertenfahrer. Gibt es Abweichungen oder soll bzgl. spezieller Eigenschaften optimiert werden, erfolgt eine Parametrierung der virtuellen ESC-Steereinheit mittels eines Optimierungsverfahrens. Diese Iterationsschleife wiederholt sich bis zum Erreichen des gewünschten Sollverhaltens. Die nach dieser Methodik entwickelte virtuelle Variante wird im Realversuch von Expertenfahrern bewertet, um zu überprüfen, ob sich diese Variante wie zuvor simulativ prognostiziert verhält.

2. Modellaufbau und Validierung

Das betrachtete Fahrmanöver ist ein open-loop Kurvenbremsmanöver. Für die Modellierung ist die Abbildung sowohl der Fahrumgebung als auch des Gesamtfahrzeugs notwendig. Das Gesamtfahrzeugmodell besteht aus den Modulen Reifen, Fahrzeugaufbau sowie dem virtuellen ESC-Steuergerät. Die Input-Größen des Fahrers bleiben konstant.

Für die Modellerstellung und fahrphysikalische Validierung werden die Standardmanöver stationäre Kreisfahrt, Lenkwinkelrampe, Sinuslenken und Sinussweep mittels Lenkroboter im Realversuch gefahren. Fokus hierbei liegt auf den querdynamischen Charakteristiken. Die Fahrzeugkonditionierung sowie die Dokumentation erfolgen nach [3]. Die Sinusmanöver werden bei einer Querbeschleunigung von jeweils zwei und 4 m/s², das Manöver Lenkwinkelrampe bis in den Sättigungsbereich von ca. 8 m/s² durchgeführt.

Für die Identifikation des Reibwertes zwischen Brems Scheibe und –belag werden Geradeausbremsungen mit unterschiedlichen Verzögerungen bis hin zur Vollverzögerung durchgeführt. Die messtechnische Ausrüstung des Versuchsfahrzeugs sowie notwendige Umbauten im Vergleich zum Serienfahrzeug werden im folgenden Unterkapitel beschrieben.

2.1 Versuchsfahrzeugkonfiguration und messtechnische Ausrüstung

Das Kurvenbremsverhalten wird anhand eines VW Golf 7 GTD ermittelt, welcher mit externer Sensorik ausgestattet und mit einem modifizierten Bremssystem ausgerüstet ist (siehe Abbildung 2). Die bei den Standardmanövern sowie den Kurvenbremsversuchen auftretende Fahrzeugreaktion soll exakt ermittelt werden, um möglichst genaue Input-Größen für das Simulationsmodell zu gewährleisten. Gleichermaßen verhält es sich mit den Input-Größen für die Versuche im Realfahrzeug. Die Manöver Lenkwinkelrampe, Sinuslenken sowie Sinussweep werden mit einem Lenkroboter gefahren, um Lenkwinkelgeschwindigkeit und Lenkwinkelamplitude exakt einzustellen. Das Kurvenbremsmanöver wird aus einer stationären Kreisfahrt heraus durchgeführt, wobei der Lenkwinkel mittels Lenkwinkelanschlag konstant gehalten wird. Die definierte Geschwindigkeit der Versuche kann über die

Geschwindigkeitsregelanlage oder über die Voreinstellung im ACC erfolgen. Vorversuche haben gezeigt, dass ein reproduzierbares Bremsen mit Hilfe eines eBKV (elektromechanischer Bremskraftverstärker) mit einer geringen Streuung sowohl im Bremsdruckgradient als auch in der Bremsdruckamplitude und dem Bremsdruckverlauf erreicht wird. Eine Software manipuliert dabei den eBKV und fordert einen definierten externen Bremsdruckverlauf an. Der Fahrer kann die Bremsdruckeingeabe über einen Taster zum gewünschten Zeitpunkt anfordern.



Abbildung 2 Versuchsfahrzeugaufbau

Die Serienmesssensoren des Versuchsfahrzeugs, wie der Drehraten- und Beschleunigungssensor im ESC, werden durch eine (D)GPS gestützte Inertialplattform ergänzt. Dabei sind sowohl Lage- bzw. Positionsdrifts kompensierbar [4]. Zusätzlich werden die Bremsdrücke über ein Volumenmodell im ESC berechnet und über externe Sensoren gemessen. Die Messung des Schwimmwinkels, der eine wichtige Fahrdynamikgröße darstellt, erfolgt redundant durch eine Inertialplattform sowie einen an der Anhängerkupplung angebrachten optischen Sensor [5].

2.2 Modellvalidierung

Die Modellvalidierung erfolgt anhand der beschriebenen Standardmanöver in Anlehnung an [6, 8] sowie anhand des Kurvenbremsens. Beispielhaft für die Standardmanöver werden ausgewählte Signalverläufe der Manöver Lenkwinkelrampe, Sinuslenken und Sinussweep abgebildet. Zur Modellvalidierung werden immer fünf gültige Realmessungen verwendet. Die

Güte der Simulation wird über die normierte Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers (NRMSE) bestimmt.

In Abbildung 3 ist der Lenkradwinkel und die Gierrate über der Querbeschleunigung für das Manöver Lenkwinkelrampe dargestellt. Das Eigenlenkverhalten sowie der Eigenlenkgradient werden aus diesem Manöver ermittelt. Der Vergleich der Gierrate bei gegebener Querbeschleunigung wird ebenfalls ausgewertet. Die Abweichung von Realmessung und Simulation liegt unter 5 %.

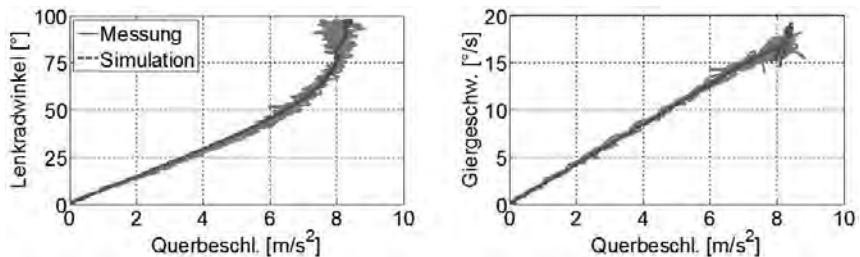


Abbildung 3: Manöver Lenkwinkelrampe

Das Sinuslenken, mit einer maximalen Querbeschleunigungsamplitude von 4 m/s^2 , wird von der Simulation ebenfalls gut modelliert. Die Abweichungen in Abbildung 4 in den Signalverläufen von Querbeschleunigung und Gierrate liegen ebenfalls unter 5 %.

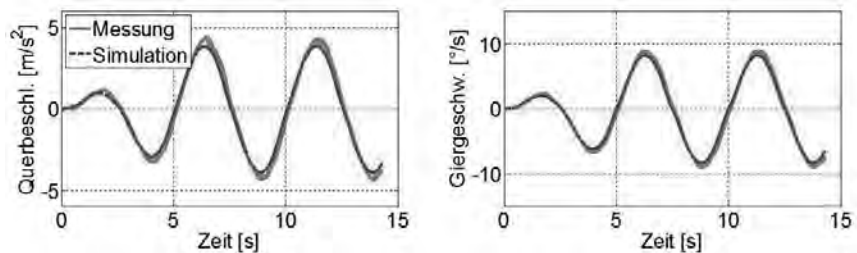


Abbildung 4: Manöver Sinuslenken

Der dynamische Sinussweep in Abbildung 5 wird mit einer maximalen Querbeschleunigung von 4 m/s^2 und einer Frequenz von 0,4 bis 2,4 Hz gefahren. Das Simulationsmodell bildet die Querbeschleunigung mit einem NRMSE von ca. 10 % und den Gierverlauf mit ca. 5 % ab. Die Fahrzeugcharakteristik dieses Manövers kann damit gut simuliert werden.

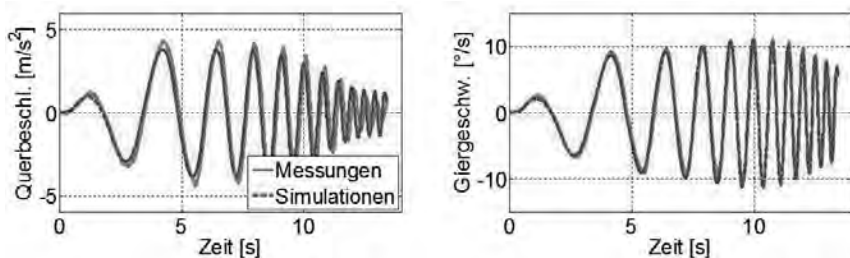


Abbildung 5: Manöver Sinussweep

Abbildung 6 betrachtet das Kurvenbremsverhalten im Auswertefenster von einer Sekunde vor und einer Sekunde nach Bremsbeginn. Die Anzahl der Messwiederholungen wird auf sieben erhöht. Die Stationärwerte, eine Sekunde vor Bremsbeginn, sind mit den Realmessungen annähernd deckungsgleich. Die Signalverläufe der Querbeschleunigung und Gierrate während der Bremsung sind plausibel und liegen innerhalb der Streuung der Messung. Die Betrachtung weiterer ESC Varianten ergibt bezogen auf den NRMSE der Querbeschleunigung sowie Gierrate ähnliche Ergebnisse.

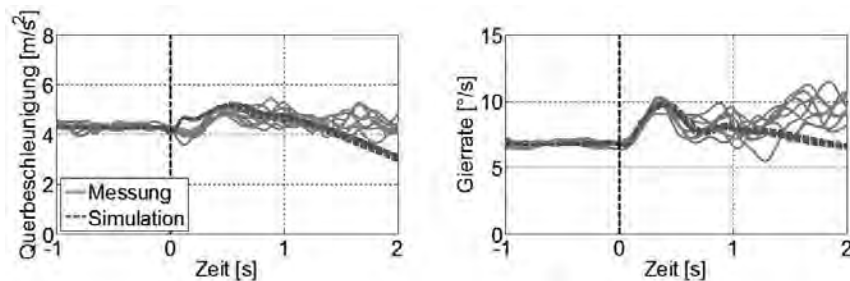


Abbildung 6: Manöver Kurvenbremsen

Durch das erstellte Simulationsmodell ist das charakteristische Fahrzeugverhalten beim Kurvenbremsen mit diversen Bremsregelsystemparametern abbildbar.

3. Softwarevariantengenerierung und Einfluss auf das Fahrverhalten

Das Kurvenbremsverhalten wird durch eine Vielzahl an Softwareparametern bestimmt. An dieser Stelle wird der Einfluss eines Parameters auf das Fahrverhalten näher erläutert. In Abbildung 7 wird der Druckabbau am kurveninneren Rad variiert. Dieser hat den dargestellten

Einfluss auf das Querschleunigungs-, Gier-, und Schwimmwinkelverhalten. Entscheidend für die Fahrzeugbeurteilung ist der Zeitbereich von null bis einer Sekunde nach Bremsbeginn. Betrachtet man den Querschleunigungsverlauf ist zu sehen, dass bei geringen Bremsdruckabbau die Querschleunigung relativ hoch ist. Bei großem Druckabbau verringert sich die Querschleunigung, wobei diese unharmonischer wird. Ein ähnliches Verhalten ist beim Gierraten- und Schwimmwinkelsignal zu sehen. Mit Variation des Druckabbaus verändert sich deren Extremwerte sowie das Gierverhalten und der Schwimmwinkelverlauf.

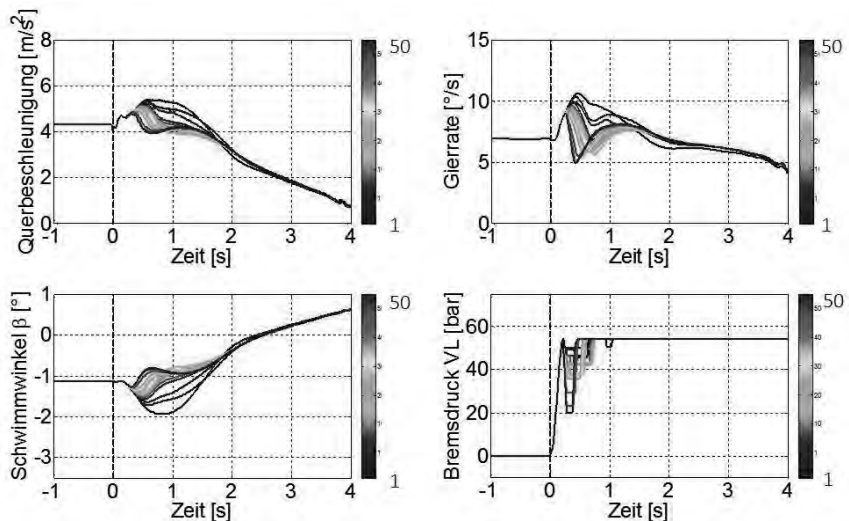


Abbildung 7: Parametereinfluss auf Fahrzeugreaktion

Durch Kombination weiterer Softwareparameter ist es möglich das Fahrzeugsollverhalten beim Kurvenbremsen simulativ abzubilden. Diese Parameter verändern bspw. Eintritts- und Austrittsschwellen, Eintritts- und Austrittszeitpunkte und deren Dauer. Des Weiteren wird die Kritikalität des Manövers beurteilt und eine defensive oder agilisierende Strategie in der Parametrierung berücksichtigt. Wesentliche Einflussfaktoren auf die Kritikalität haben die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Querschleunigung und Reibwert sowie das Gierverhalten des Fahrzeugs.

Diese Vielzahl an möglichen Parametervariationen und deren Wechselwirkung können von Applikateuren nicht in Gänze betrachtet und bewertet werden. Vielmehr ist ein Applikateur in der Lage ein gewünschtes Soll-Verhalten zu definieren und zu beurteilen. Das Soll-Verhalten

wird aus Regressionsmodellen, basierend auf objektiven Beurteilungen abgeleitet. Der Vergleich des Gierratenverlaufs der Basisvariante zum Soll-Verhalten ist in Abbildung 8 beispielhaft zu sehen. Das Soll-Verhalten dient der Simulation als Zielfunktion. Die Annäherung an die Zielfunktion erfolgt über ein Optimierungsverfahren zur Bestimmung der Ziel-Parametrierung des virtuellen ESC Steuergeräts. Die Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers wird zur Bewertung der Abweichung zur Zielfunktion verwendet.

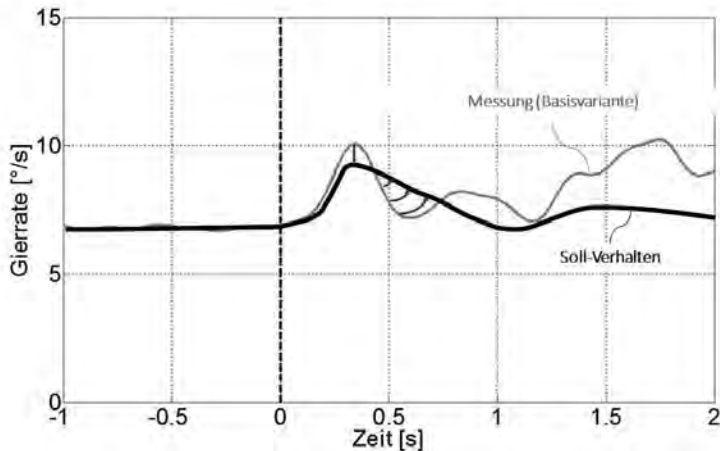


Abbildung 8: Sollgierratenverlauf

4. Bewertung der Varianten

Das Sollverhalten des Kurvenbremsens wird durch Expertenfahrer als ein harmonischer Gierratenverlauf mit geringen Gierbeschleunigungen bei konstanter Verzögerung beschrieben. Das Bremsregelsystem muss den Fahrer bei allen Kurvenbremssituationen unterstützen [7]. Zweiphasigkeit oder sogar Mehrphasigkeit im Giermomentenabbau sowie ein spürbares Untersteuern werden als stark negativ bewertet.

Zur Validierung des virtuellen Applikationsprozesses wird die virtuell generierte ESC-Variante im Realversuch gefahren und überprüft, ob die Kennparameter aus Simulation und Realversuch übereinstimmen. Des Weiteren beurteilt der Expertenfahrer diese Variante im Vergleich zu einer Basisvariante. Stimmen das Expertenrating und die Bewertung aus der Simulation überein, ist die Methodik zur Applikation von Bremsregelsystemen geeignet.

5. Zusammenfassung

Das virtuelle Applizieren von ESC-Softwareparametern kann mit der beschriebenen Methodik zielführend angewendet werden. Ausgehend von einem validen Fahrzeugmodell mit integriertem Bremsregelsystem wird ein Fahrmanöver simuliert. Der Einfluss einzelner Softwareparameter auf die Fahrzeugreaktion ist eindeutig und reproduzierbar feststellbar. Ist die optimale Fahrzeugreaktion über Regressionsmodelle bekannt, wird mittels Optimierungsverfahren eine neue ESC-Parametrierung vorgenommen. Das Modell kann Parameter sowohl bezüglich der Gesamtbewertung als auch in Bezug auf definierte Kriterien wie Gierverhalten oder Bremsperformance optimieren. Der Vorteil des virtuellen Applikationsprozesses ist, dass der Expertenfahrer nur am Ende des Prozesses eine Subjektivbewertung im Realfahrzeug vornehmen muss, um final die Freigabe der Funktion zu geben. Der personal- und zeit- und kostenintensive Applikationsprozess im Realfahrzeug wird dadurch ersetzt.

Literatur

- [1] ISO 7975, Passenger cars – Braking in a turn – Open-loop test method
- [2] Schick, B., Bunz, D., VDI Bericht Nr. 1912, 2005 Gierstabilität beim Kurvenbremsen aus hohen Geschwindigkeiten; TÜV Automotive GmbH TÜV SÜD Gruppe, München 2005
- [3] ISO 15037, Road Vehicles – Vehicle dynamics test methods
- [4] ADMA Version 2x.6.2, technische Dokumentation, GeneSys Elektronik GmbH, Offenburg, 2012
- [5] Correvit S-Motion, technische Dokumentation, Kistler Gruppe, Winterthur, 2014
- [6] Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Würzburg: Vogel, 1991
- [7] Breuer, B., Bill, K.: Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme Fahrdynamik, Wiesbaden: Vieweg Verlag 2004

- [8] Ni, J., Hu, J., Li, X., Xu, B. et al.: G-G Diagram Generation Based on Phase Plane Method and Experimental Validation for FSAE Race Car, SAE Technical Paper 2016-01-0174, 2016

Integriertes Bremssystem IBS (1-Box) versus e-Booster & ESP (2-Box)

Anforderungen an zukünftige Bremssysteme bezüglich Funktionalität, Aufwand, Packaging bei allen Fahrzeugtypen und Fehlersicherheit bei autonomem Fahren

Dr.-Ing. Thomas Leiber, LSP GmbH, München

Nach der Einführung von ABS in 1978 erfolgten stetige Erweiterungen der Funktionen zur Sicherheit, mit ASR in 1987 und ein großer Schritt mit ESP in 1995, und Assistenzfunktionen in 1997. Baugröße, Gewicht und Kosten wurden stetig verbessert.

Der Zwang zur Reduktion von CO₂-Emissionen führte zur Einführung des elektrischen Bremskraftverstärkers (e-Booster), zugleich konnte durch den Wegfall der Vakuumpumpe die Anzahl der Komponenten von 3 auf 2 reduziert werden (3-Box → 2-Box).

Parallel dazu lief die Entwicklung des voll integrierten Systems als sogenannte 1-Box Lösung. Im Jahr 2008 stellte der gleiche Vortragende erstmalig das integrierte System IBS vor, als sogenannte 1-Box Lösung mit vielen Innovationen, insbesondere in der Regelungstechnik, Fehlersicherheit, Pedalgefühl, Komfort und hoher Funktionsintegration.

Die Sicherheitsanforderungen dieser Systeme entsprach Fail Safe oder Fail Silent, wobei bei Ausfall von ESP oder Assistenzfunktionen auf eine Rückfallebene, z.B. ABS, oder auf die Basisbremse umgeschaltet wurde.

Die Einführung von automatisiertem Fahren, bekanntlich über verschiedene Stufen der Automatisierung, Stufe 1 – Stufe 5, vom fahrerunterstützten bis fahrerlosen Fahrzeug, stellt nun erheblich höhere Anforderungen an die Sicherheit bei autonomem Fahren (Stufe 5, fahrerlos), z.B. ist der Ausfall der Druckversorgung unzulässig. Die Einführung des elektrischen Bremskraftverstärkers zusammen mit ESP brachte den zusätzlichen Sicherheitsgewinn, indem bei Ausfall des elektrischen Bremskraftverstärkers, die Bremskraftverstärkung vom ESP übernommen wurde.

ÜBERBLICK

1. Einführung
2. Erwartungen der OEM an Bremse + ESP + DAS (Driver Assistance Systems)
3. Schwerpunkte der Entwicklung bei HAD / AD
(Highly Automated Driving / Autonomous Driving)
4. CO₂-Bedeutung Bremse
5. Packaging
6. Bordnetz
7. Vorstellung Weltneuheit
8. Ausblick



Vortrag E/E Konferenz 2008

1. EINFÜHRUNG

Der Vakuum-Bremskraftverstärker ist ein Auslaufmodell und wird sukzessive abgelöst durch elektrohydraulische Systeme (3-Box → 2-Box → 1-Box)

Herausforderungen:

- Kosten
- CO₂ im realen Fahrbetrieb
- Fehlersicherheit
- Abmessungen

Gesetzliche Vorschriften:

ECE R13-H ist bei der Mindestverzögerung praktisch Basis weltweit:

- 2,4 m/s² (3m/s² in China) bei 500N Pedalkraft F_p
- 4,8 m/s² in Diskussion für bestimmte Fehlerfälle
- 6,4 m/s² Ziel nur Ansteuerung einer Warnleuchte

2. Zukünftige Erwartungen der OEM für Bremse + ESP + DAS

Zukünftige Bremssysteme müssen für verschärfte CO₂-Ziele und autonomes Fahren (HAD / AD) geeignet sein.

Klassische Hauptanforderungen:

- niedrige Kosten
- geringes Gewicht
- verschärfte NVH-Anforderungen (insbesondere für sehr leise E-Fahrzeuge)
- Packaging und Modularität für verschiedene Ausbaustufen
- Rekuperation / Vektoring und DAS

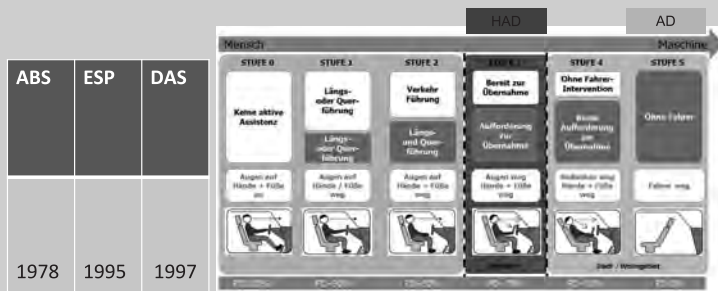
Neue Anforderungen:

- CO₂ Reduzierung (Gewicht, Restreibung, Lüftspiel) im realen Fahrbetrieb immer wichtiger
- Spezielle Anforderungen HAD und AD mit Schwerpunkt Fehlersicherheit auch in Übergangsphasen HAD → Pilotiertes Fahren (PD)
- Sicherheit gegen Hacker
- Optimale Rekuperation: rad-individuell / Vektoring

3. Schwerpunkte der Entwicklung HAD / AD

Bremssysteme ab Stufe 3 sind vorzugsweise **Fail Operational** !

Fail Operational: Aufrechterhaltung der Betriebsfähigkeit mit Redundanz trotz Fehler im System (aufwändig bei konventioneller Lösung). Neue Möglichkeiten mit smarter Redundanz sowie Diagnose



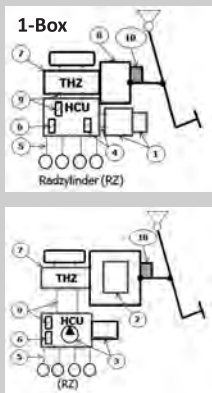
3. Schwerpunkte der Entwicklung HAD / AD

Bei HAD / AD gelten höhere Anforderungen an Fehlerdiagnose und eröffnen Möglichkeiten für neue Systemansätze

- Wichtigste Herausforderungen der Fehleranalyse bei Aktuatorik mit Sensorik (die funktionale Sicherheit und Security von ECU mit Sensorik (FuSi nach ISO 26262 nur für Elektronik) kann hier nicht behandelt werden):
 - Fehleranalyse während HAD / AD
 - Fehleranalyse bei Wechsel von HAD zu PD (Piloted Drive)
 - Fehleranalyse bei schlafenden Fehlern
 - Fehlerdiagnose ohne Pre-Drive Check (wegen Zunahme Lastkollektiv)
- Optionen:
 - Ausbau der konventionellen Lösungen
 - Innovation durch neue Systemansätze: X-Boost und IBS-Gen3^{AD}

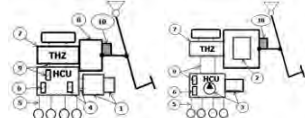
3. Schwerpunkte der Entwicklung: Fehleranalyse bei HAD / AD

10 Fehlergruppen müssen bei 1-Box und / oder 2-Box betrachtet werden



Nr.	Beschreibung	1-Box	2-Box
1	Druckversorgung (DV, redundant)	x	
2	Druckversorgung (DV1) e-Booster,		x
3	Druckversorgung (DV2), ABS / ESP,		x
4	Ventile in HCU + Verbindung zur DV	x	
5	Bremskreis außerhalb HCU mit Radkreis	x	x
6	Magnetventile (MV) ABS	x	x
7	Tandem-Hauptbremszylinder (THZ)	x	x
8	Wegsimulator (WS)	x	(x)
9	Trennventile in HCU + Verbindung zum THZ	(x)	x*
10	Pedalwegsensor (PWS)	x	x

x: fester Bestandteil, (x) optionaler Bestandteil
* USV-Ventile (RB Definition)



3. Schwerpunkte der Entwicklung : Fehleranalyse bei HAD / AD

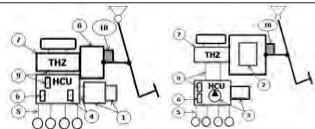
Ausfall der Druckversorgung ist kritisch insbesondere bei 1-Box Druckversorgung, aber auch bei 2-Box Lösungen nicht unkritisch

Nr.	Fehlerschwerpunkte bei HAD / AD	Konzept für Fail Operational
1	1 Box Druckversorgung DV (1) : → Ausfall BKV / HAD	<ul style="list-style-type: none"> • IBS-Gen3^{AD} (redundante 2-kreisige Druckversorgung) • Diagnose der Redundanz
2	Ausfall e-Booster Druckversorgung (DV1=2) : → Veränderung Pedalgefühl und Bremsung	<ul style="list-style-type: none"> • X-Boost: trotz Ausfall weitestgehend normale Bremsung und Pedalgefühl • Diagnose D3
3	Ausfall ABS / ESP Druckversorgung (DV2=3) : → erfordert Notfunktion ABS durch e-Booster – gemeinsame Regelung für alle Räder → Select Low (längere Bremswege auf low-μ!) – weitere Verbesserung mit e-Booster nicht möglich ohne Systemänderung	<ul style="list-style-type: none"> • X-Boost als Master mit spezifischen Vorteilen: <ul style="list-style-type: none"> – gemeinsame Regelung für alle Räder (längere Bremswege auf low-μ!) – achsweise Regelung der Räder – rad-individuelle Regelung • zusätzliche Sicherheit durch Diagnose D3

☐ nicht Fail Operational

☐ kritisch

☐ nicht optimal



3. Schwerpunkte der Entwicklung : Fehleranalyse bei HAD / AD

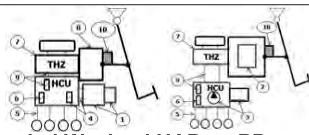
Ausfall Bremskreis und ABS sind Hauptschwächen aktueller Lösungen

Nr.	Fehlerschwerpunkte bei HAD / AD	Konzept für Fail Operational
4	1-Box Ventile in HCU und Verbindungen zur Druckversorgung (4) → Ausfall Bremskreis	<ul style="list-style-type: none"> • weniger anfällig durch spezifisches Systemkonzept • früh erkennbar durch Diagnose D3
5	Bremskreis außerhalb HCU: Radbremszylinder und Leitungen zu Radbremszylinder (5) → Im Fehlerfall Reduzierung der Bremswirkung auf 30-50%	<ul style="list-style-type: none"> • Ausfall weniger kritisch, da Radbremszylinder abgetrennt werden können durch smartes Konzept ohne Mehrkosten → im Fehlerfall Reduzierung Bremswirkung auf 75-85% • frühzeitige Erkennung durch Diagnose D3
6	ABS / ESP-Komponenten, → Ausfall ABS bei Undichtigkeit Einlassventil	<ul style="list-style-type: none"> • Systemänderung mit weniger Komponenten und geringen Kosten lösen Ausfallproblem • Giermomentenregelung mit ESP / EPS zur Erhöhung der Sicherung bei Ausfall ABS in einem Radkreis

☐ nicht Fail Operational

☐ kritisch

☐ nicht optimal



3. Schwerpunkte der Entwicklung : Fehleranalyse bei Wechsel HAD zu PD

Insbesondere der Übergang von HAD zu PD ist besonders kritisch zu betrachten

Nr.	Fehlerschwerpunkte bei Wechsel von HAD zu PD	Konzept für Fail Operational
7	konventionelle THZ-Dichtungen: → Ausfall DK-/SK-Kolben bewirkt Pedaldurchfall	<ul style="list-style-type: none"> kein Pedaldurchfall durch X-Boost Vermeidung durch smarte Redundanz
8	Wegsimulator (WS) (insbesondere 1-Box) → Keine Pedalgegenkraft mit durchfallendem Pedal oder hartem Pedal bei Ausfall WS-Abschaltventil	<ul style="list-style-type: none"> kein Ausfall WS in X-Boost und IBS3 durch smarte Redundanz und Diagnose D3
9	Ausfall Trennventile von HCU und THZ → Undichtigkeit bewirkt Verbindung THZ zur Druckversorgung, Ausfall WS und BKV-Steuerung	<ul style="list-style-type: none"> Systemänderung mit geringer Anzahl an Komponenten und niedrigen Kosten Diagnose D3
10	Pedalwegsensor / Pedalstößel: → Blockierung Bremspedal hat keine Bremswirkung bei 1-Box	<ul style="list-style-type: none"> smarte Redundanz z.B. durch Differenzwegmessung (e-Booster, X-Boost, IBS3)



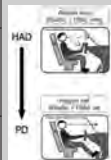
nicht Fail Operational



kritisch

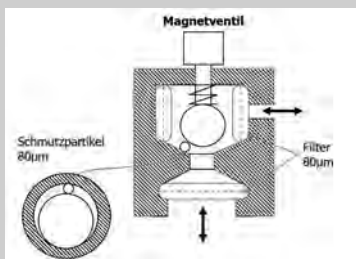


nicht optimal



3. Schwerpunkte der Entwicklung : Fehleranalyse bei SF

Auffälligste Schwachstelle von elektrohydraulischen Bremssystemen ist die Dichtigkeit insbesondere von Magnetventilen



Herausforderung Diagnose von schlafenden Fehlern (SF)

Problematik: Ein Komponentenfehler kann vor einem normalen Bremsvorgang nicht erkannt werden, sondern nur von der Diagnose, wenn die Funktion der Komponente aktiviert wird.

Beispiel: Alle Ventile, deren Schließfunktion trotz Filter durch Schmutzpartikel gestört ist:

Fehlerquellen ca. 15 Ventile pro System: ABS Ein- und Auslassventile, Trennventile zwischen HCU und THZ, Ventile zur Druckversorgung, Wegsimulator-Absperventil, Rückschlagventile

Lösungsansatz: neue Diagnoseansätze und neues Systemkonzept

3. Schwerpunkte der Entwicklung : Fehlerdiagnose

Essentiell für Fail Operational ist erweiterte Diagnose (Smarte Diagnose D3, Prüfung redundante Funktionen)

Diagnose D1:
Üblich bei allen Systemen bei Fahrzeugstart oder während der Fahrt für kontinuierliche Funktionen auf Basis von Plausibilität

Diagnose D2:
Pre-Drive Check für alle sicherheitsrelevanten Funktionen, die bei D1 nicht erfasst wurden.
Problem: zusätzliche Belastung der Komponenten, insbesondere der Dichtungen. Die Bremssysteme sind heute ausgelegt auf ca. 2 Millionen Betätigungen.

Neu: Smarte Diagnose D3:
Bei Fahrzeugstillstand, z.B. beim Parken wird der Druck kurz vor Ende der Bremsung z.B. für die Prüfung der Dichtigkeit verwendet. Hierbei kann die Fehlererkennung und die Fehlerauftrettswahrscheinlichkeit beträchtlich verbessert werden (in größeren Zeitabständen kann ein höherer Druck verwendet werden).

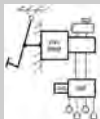


Neu: Prüfung redundante Funktionen

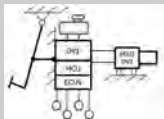


3. Schwerpunkte der Weiterentwicklung HAD / AD: Stand der Technik

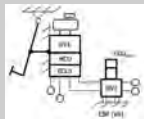
Aktuelle Lösungen sind noch nicht befriedigend



DE 10 2015 012 124



DE 10 2013 227 065



DE 10 2016 201 047

Funktion	e-Booster + ESP	1-Box + zusätzliche DV	1-Box + ESP für VA
HAD	😊 ausreichend 😊 ^{ABS}	😊 ausreichend 😊 ^{ABS}	😊 ausreichend 😊 ^{ABS}
HAD → PD : Pedalgefühl	😞 kritisch	😞 kritisch	😞 kritisch
Gewicht	⊗ ca. 6,7 kg	⊗ ca. 7,2 kg	⊗ ca. 7,8 kg
Bauvolumen	⊗ 215 mm Länge	😊 160 mm Länge	😊 160 mm Länge

4. CO₂

Ein Bremssystem mit Wegsimulator kann die Restreibung (CO₂) signifikant reduzieren

Bei einer Restreibung von 1 Nm pro Rad ist die Verlustleistung 300 Watt*. Abhängig vom Fahrzyklus und vom Fahrzeuggewicht erzeugt die Restreibung ca. 2 - 4 g CO₂/km.

Der Restreibungseffekt ist bei **E-Fahrzeugen** neu zu bewerten (Batteriekosten, FZG-Gewicht)

Lösung 1: verstärkter Rollback

Der Kolbendichtring im Bremssattel bewirkt bei der Rückstellung ein zusätzliches Reibmoment an der Bremse. Verbesserung durch verstärkten Rollback.

Zielkonflikt: Pedalwegverlängerung bei konventionellen THZ

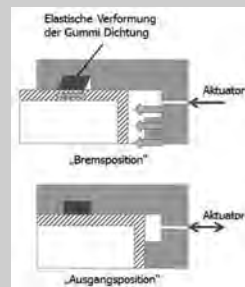
Lösung = Wegsimulator

Lösung 2: Bremskolbensteuerung mit Unterdruck (BLS)

Unterdrucksteuerung mit entsprechendem Aktuator

Lösung = Wegsimulator + unterdruckfeste Dichtungen/ Trennventile

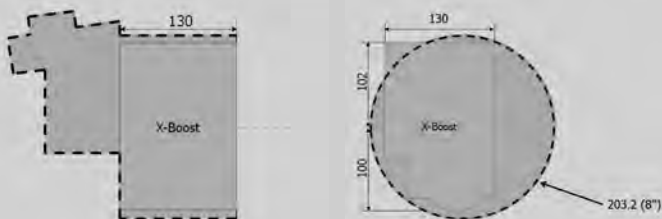
* v=100 km/h



5. Herausforderung beim Packaging

Bauraumgewinn zu 8" Single Vakuum-Bremskraftverstärker

(kleinster Vakuum-Bremskraftverstärker real in Serie > 9")



Keine Probleme:

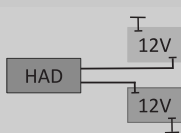
- Crash
- RL + LL Einbau
- Kollision mit Aggregaten

6. Neue Anschlussmöglichkeiten Bordnetz

Eine redundante Spannungsversorgung ist wegen der relativ hohen Ausfallrate der Einzelsysteme, z.B. im Vergleich zu Mikrocontroller oder Dichtungen das schwächste Glied in der Redundanzkette für AD.

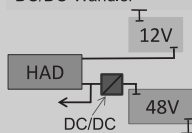
Lösung A

konventionell mit redundanter Spannungsversorgung aus zwei 12V-Batterien



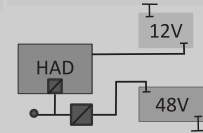
Lösung B*

mit zweitem Spannungsbordnetz 12V und 48V, bei 48V über DC/DC-Wandler



Lösung C*

Anschluss AD mit 12V und 48V hat Potenzialen in der Motoroptimierung



AD (Stufe 5) ist ggf. 3-fach redundant

* auch andere Batteriespannungen als 48V möglich

7. Weltneuheit X-Boost

X-Boost ist Fail Operational, kurz, schmal und leicht und ermöglicht maximale CO₂-Reduzierung

Wird in Präsentation am Vortragstag offenbart

7. Modularer Systembaukasten

Modularer Systemansatz für unterschiedliche Anforderungen ist ideal:

Gleiche Baugruppen in X-Boost / IBS-Gen3^{AD} und weiteren Lösungen

X-Boost + ESP_{Std}

Wird nur in
Präsentation am
Vortragstag gezeigt



Quelle: RB

hohe
Modularität
(gleiche
Baugruppen)



IBS-Gen3^{AD}
(1-Box Stufe 3-5)

Wird nur in
Präsentation am
Vortragstag evtl.
gezeigt

X-Boost_{Master} + ESP_{opt}

weitere
Lösungen des
System-
baukastens



IBS-Gen3^E



IBS-Gen3^{E,AD}
(Stufe 4-5)



8. Ausblick

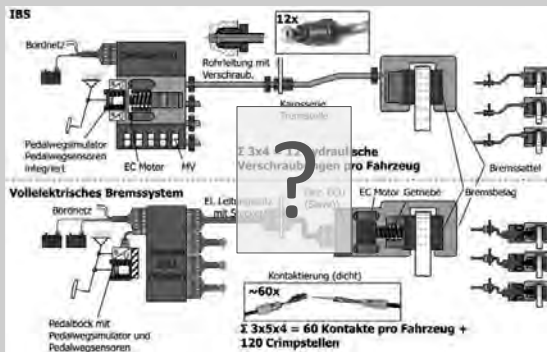
Die Zukunft bleibt spannend....

- **Modularer Baukasten** (X-Boost und IBS-Gen3^{AD}) ist bereit für HAD und AD
- Fail Operation ist neue große Herausforderung
- E-Fahrzeuge beeinflussen Bremsanlagen, bewirken aber keine signifikante Änderung*
- erhöhte Anforderungen an **Packaging** und **NVH**
- elektro-hydraulische Bremssysteme nach wie vor Mainstream (1-Box und 2-Box)
- EMB ist immer noch keine wirkliche Alternative (LSP Vortrag von 2008 = heute)
 - Bordnetz weniger limitierend, jedoch nach wie vor hohe Kosten, Gewicht und Komplexität bei keinen wirklichen Systemvorteilen das größte Hindernis
 - hohe CAPEX insbesondere der ABS / ESP-Fertigungsanlagen ist sehr hohe Hürde für Systemwandel

* Vorteil der Entlastung der Bremsanlage durch Rekuperation (steifere Bremsmittel ermöglichen Downsizing) wird durch höheres Fahrzeuggewicht reduziert

8. Ausblick: EMB

EMB hat immer noch keine wirklichen Vorteile und ist allenfalls eine Lösung für Nischen



Titel am Vortrag

X-Boost und IBS-Gen3^{AD}

Herausforderungen und Lösungsansätze für zukünftige Bremssysteme

Weltpremiere: Neuer modularer Bremssystem-Baukasten (2-Box / 1-Box) für E-Fahrzeuge und autonomes Fahren

Dr. Thomas Leiber, CEO LSP GmbH

Dipl.-Ing. Christian Köglsperger, Dipl.-Ing. Carsten Hecker

Einfluss automatisierter Fahrfunktionen auf Auslegung und System Design von Bremssystemen

Influence of automated driving functions on system design of brake systems

Dr.-Ing. Thorsten Ullrich, Martin Baechle,
Continental Teves AG & oHG, Frankfurt am Main

Kurzfassung:

1: Zuweisung der Aufgaben aus der SAE J3016

In dem o.a. SAE Dokument werden die unterschiedlichen Stufen automatisierten Fahrens definiert, von Stufe 0 (keine Automation) bis Stufe 5 (fahrerloses Fahrzeug). Beginnend mit Stufe 3 müssen die Systeme, welche die Fahraufgabe planen und ausführen, redundant ausgeführt sein, weil die Übergabe der Ausführung der Fahraufgabe vom System an den Fahrer Zeit benötigt (Stufe 3) oder gar nicht zur Verfügung steht (Stufe 5). Die SAE Stufe 3 verlangt, dass der Fahrer jederzeit in der Lage ist, die Kontrolle über das Fahrzeug wieder zu übernehmen. Bei SAE Stufen 4 und 5 dagegen kann nicht mehr mit einer Übernahme durch den Fahrer gerechnet werden, also muss das System in der Lage sein, die Fahrt mit einem sicheren Zustand zu beenden, wie z.B. Parken des Fahrzeugs in dafür vorgesehener sicherer Umgebung.

2: Gesetzlich geforderte Redundanz für Bremssysteme bis einschliesslich SAE Stufe 2

Die ECE und FMVSS Regularien beschreiben die vorgeschriebenen Eigenschaften von Bremssystemen in verschiedenen Zuständen und ebenso die Tests, welche zur Homologation ausgeführt und bestanden werden müssen. Die verlangte Leistungsfähigkeit nach beliebigem Erstfehler ist dabei eingeschlossen. Der Gesetzgeber geht davon aus, dass Mehrfachfehler unwahrscheinlich sind und daher nicht berücksichtigt werden müssen. Aber die Erstfehler müssen vom Bremssystem durch eine kontrolliert ablaufende Fehlerreaktion sowie entsprechende Fahrer Information über diesen Zustand abgedeckt werden. Falls eine bestimmte Reduzierung der Leistungsfähigkeit des Bremssystems eintritt, soll der Fahrer nach entsprechender Warnung die Fahrt sofort beenden.

3: Erstfehler und System Degradierung heutiger Bremssysteme

Die heute üblichen Bremssysteme können Fehler aufweisen, bei denen entweder elektrische Komponenten oder mechanische Komponenten betroffen sind, wie z.B. Leckage oder mechanische Beschädigung. Solche Erstfehler können zu einem Zustand führen, bei dem das Bremssystem nicht mehr den geforderten Mindestwert an möglicher Verzögerung aufweist, oder auch dem Fahrer zum Erreichen dieser mindestens geforderten Verzögerung eine höhere Pedalkraft abverlangt. Ebenso kann die Fahrzeugstabilität beim Bremsen reduziert sein, z.B. durch Ausfall der ESP Funktion. In praktisch allen diesen Fällen soll der

Fahrer auf die reduzierte Leistungsfähigkeit des Systems mit vorsichtiger und angepasster Fahrweise reagieren, wie z.B. reduzierte Geschwindigkeit, keine Überholmanöver usw.

4: Ableitung der Anforderungen von heutigen auf künftige Bremssysteme

Die SAE Stufe 3 mit der geforderten Übernahme durch den Fahrer begrenzt den Zeitanteil, in dem das Bremssystem trotz Erstfehler selbständig das Fahrzeug verzögern kann, auf die Zeit, die der Fahrer zur Übernahme benötigt. Trotzdem muss in diesem Zeitraum die vom Gesetzgeber geforderte Mindestverzögerung auch nach Erstfehler abrufbar sein. Der reduzierte Zustand ist dem verantwortlichen Fahrer anzuzeigen, das kann entweder der menschliche Fahrer sein oder aber der Auto-Pilot. Je nach Schwere des Erstfehlers bzw je nach Reduzierungsgrad der Eigenschaften des Bremssystems, muss die Fahrt sofort beendet werden. Das ab Stufe 3 notwendige Bremssystem, welches näher erklärt wird, besteht aus zwei unabhängigen Bremsdruckerzeugern, welche nicht gleichzeitig ausfallen können.

Abstract:

1: Distribution of tasks defined by SAE J3016

In before mentioned SAE paper the different levels of driving are defined, covering from Level0 (no automation) up to Level5 (full automation).

Starting with level3 as defined in SAE paper related to driving automation systems for on-road motor vehicles the systems that plan and execute dynamic driving tasks need to provide redundancy on its own. This because transition of system control (Auto-Pilot active) to human driver control takes certain time (Level3) or is not planned at all (Level5).

The SAE Level3 requests the driver to be able to return to "driver controlled mode" at any time. For SAE Level4 and 5 the driver is not even requested to take over during the use case, so the system responsibility can only end with a safe vehicle state, such as secured parking in safe area.

2: Legally required redundancy for brake system functionality of SAE Level 0-2

The ECE and FMVSS regulation describe the required performance of braking systems in different use cases and describe the testing procedures that are obligated to fulfill during homologation procedure. The requested system performance after any 1st failure mode is included, and the regulations suggest that dual failure modes are unlikely to happen and are not necessarily to be considered. But the 1st failure needs to be covered by a controlled system degradation including information strategy so that the driver gets aware of the degraded performance and, in case of severe malfunction, is supposed to end the driving session immediately.

3: Failure modes and system degradation of today's in production brake system architecture

The today common service brake system architecture can have failure modes caused by E/E components or mechanical components, such as leakage or mech. damage. All 1st failure modes lead to system degradation which can lower the maximum possible vehicle deceleration capability or at least demand higher driver brake pedal force in order to reach the desired vehicle deceleration. As well vehicle stability may be reduced during braking. In nearly all such failure modes the driver needs to react with changing to more conservative

driving strategy, i.e. lower speed, keep longer distance to traffic ahead, or take over wheel slip control by reducing brake torque via brake pedal release in case of wheel lock.

4: Deriving the requirements from existing to future brake system architecture

The SAE Level3 with the desired take over by the human driver in case of reduced system capabilities narrows the autonomous fail operational or fail degraded performance of the brake system to a very limited time span. Nevertheless, the secondary brake system performance as defined in the regulations, need to be performed after any 1st failure mode. The degradation status need to be signaled to the device that has the responsibility to plan and execute the driving task, this would be either the human driver or the auto pilot. Based on severity of degradation, the responsible may need to end the driving session immediately. The brake system, in more detail to be explained, consists of two independent brake pressure provider, that do not undergo common cause failure modes at the same time.

0: Anforderungen an Bremssysteme allgemein



Bild 1: Anforderungen an Bremssysteme allgemein

Bremssysteme von Continental müssen vielfältige Anforderungen erfüllen, ganz zuvorderst natürlich die Sicherheitsanforderungen zum Bremsweg und der Einhaltung der Fahrstabilität. Ebenso müssen die Systeme eine hohe Zuverlässigkeit aufweisen und viele Jahre fehlerfrei funktionieren. Sollte es dennoch einmal zu einem Fehlerfall im elektronischen oder mechanischen Teil des Bremssystems kommen, muss eine geordnete Degradation des Systems stattfinden, welche den Fahrer – oder künftig den Autopilot – immer noch beherrschbaren Fahrzuständen aussetzt.

Umwelt Anforderungen sowie der wirtschaftlichen Betrachtung kommt ebenso sehr hohe Bedeutung zu, elektronische Bremssystem von Continental sind seit über 32 Jahren im Markt und erfüllen höchste technische Standards.

In den letzten Jahren fand eine Zunahme der den Fahrer bei seiner Fahraufgabe unterstützenden Funktionen statt, wie z.B. Abstandsregelung oder Notbremsassistent. Nun

steht die Entwicklung an der Schwelle zur vollständigen Übernahme der Fahraufgabe durch das Fahrzeug und seine Systeme, dies erhöht die Anforderungen auch an das Bremssystem.

1. Zuweisung der Anforderungen definiert in der SAE J3016

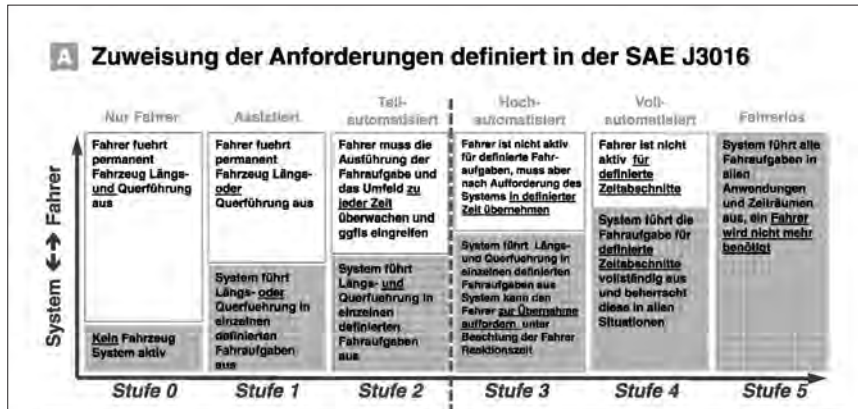


Bild 2: Zuweisung der Anforderungen definiert in der SAE J3016

In diesem SAE Papier werden die verschiedenen Stufen automatisierter Fahrfunktionen definiert, von bei Stufe 0 (nur Fahrer) bis Stufe 5 (nur Fahrzeug).



Beginnend mit Stufe 3 übernimmt das Fahrzeugsystem vollständig die Fahraufgabe, d.h. ab hier müssen alle Systeme auch bei auftretenden Systemfehlern die Fahraufgabe sicher beherrschen, zumindest für den Zeitraum, bis zu dem der Fahrer die Kontrolle über das Fahrzeug wieder übernommen hat.

Für das Bremssystem bedeutet das, dass ab der Stufe 3 eine vollständige Redundanz mit ggfls. reduzierten Eigenschaften vorhanden sein muss, da der Systemfehler in einen Zeitraum einer aktiven Bremsung fallen kann und der Fahrer nicht schnell genug übernehmen kann – er ist ja zu diesem Zeitpunkt nicht aktiv mit der Fahraufgabe beschäftigt. Im Lastkollektiv zum Nachweis der Dauerhaltbarkeit heutiger PKW Bremssysteme finden sich nach VDA Standard 1,6 Millionen Bremsungen, einzelne Hersteller erhöhen dieses noch auf 2,6 Millionen. Der Nutzungszeitraum ist dabei auf 8000 Stunden Betriebszeit spezifiziert, das bedeutet überlagert dass durchschnittlich alle 11 Sekunden eine Bremsung stattfindet! Dies wiederum bedeutet, dass bei einem auftretenden Fehler im Bremssystem davon ausgegangen werden muss, dass dieser innerhalb oder unmittelbar vor einer Bremsung auftritt.

Obwohl also die Stufe 3 den Fahrer zu einer geordneten Übernahme der Fahrzeugkontrolle auffordern kann, und man geht hier von etwa 10-30 Sekunden Reaktionszeit aus, muss das Bremssystem auch bei Fehlerfällen ohne den Fahrer das Fahrzeug verzögern können.



2: wichtige Standards fuer Bremssysteme nach SAE Stufe 0-2

B Wichtige Standards fuer Bremssysteme nach SAE Stufe 0-2

Per Auslegung: $a > 6,43\text{m/s}^2$ bei 500N Pedalkraft

Per Auslegung nach 1.Fehler: $a > 2,44\text{m/s}^2$ bei 500N Pedalkraft

Nach Fehler: $1g > a > 6,43\text{m/s}^2$ bei 500N Pedalkraft

Nach Fehler: $6,43\text{m/s}^2 > a > 2,44\text{m/s}^2$ bei 500N Pedalkraft

Erstfehler, die zunächst die Bremswirkung nicht einschränken, jedoch bei einem möglichen Zweitfehler die maximal mögliche Verzögerung reduzieren auf kleiner als $2,44\text{m/s}^2$ bei Pedalkraft 500N müssen dem Fahrer mit roter Warnlampe angezeigt werden




Bild 3: Wichtige Standards fuer Bremssysteme nach SAE Stufe 0-2 Teil 1

Die Anforderungen an die Verzögerungsleistung von heutigen Bremssystemen finden sich in den geltenden Gesetzen zur Fahrzeug Homologation (ECE R13H, FMVSS126 u.a.) Hierbei ist zu beachten, dass es sich zum einen um die minimalen Anforderungen handelt, d.h. dass der Stand der Technik deutlich höhere Verzögerungsleistung auch im Fehlerfall bietet. Zum anderen definiert der Stand der Technik die zulässige Auftretenshäufigkeit dieser Fehler: würden z.B. Fehler, die das Bremssystem bis zur gesetzlichen Mindestverzögerung von $2,44\text{m/s}^2$ bei 500N Pedalkraft reduzieren, häufig vorkommen, würde die Unfallstatistik ansteigen und die Fehlerschwellen müssten angehoben werden.

B Wichtige Standards fuer Bremssysteme nach SAE Stufe 0-2



Fehler, die die ABS Funktion (rad individueller Blockierschutz) stilllegen, müssen dem Fahrer durch die gelbe Funktionslampe angezeigt werden



Fehler, die die ESP Funktion (Fahrstabilitätsregelung) stilllegen, müssen dem Fahrer durch die gelbe Funktionslampe angezeigt werden



Fehler, die bei entsprechender Abbremsung die Räder der Hinterachse vor den Rädern der Vorderachse zum Blockieren bringen, müssen dem Fahrer mit roter Warnlampe angezeigt werden



Bild 4: Standards fuer Bremssysteme nach SAE Stufe 0-2 Teil 2

Auch für die Funktionen der elektronischen Bremssysteme gibt es Regelungen: So wird dem Fahrer durchaus zugemutet, im Falle einer Stilllegung von ABS oder ESP entsprechend vorsichtiger zu fahren, d.h. ein Ausfall infolge Fehler ist zulässig, muss aber dem Fahrer angezeigt werden. Schließlich sind ja auch noch viele Fahrzeuge ohne ein solches System unterwegs.

Anders bei der sogenannten Blockier-Reihenfolge der Räder: diese ist gesetzlich vorgeschrieben, bei entsprechend hoher Verzögerung, welche den zur Verfügung stehenden Kraftschluss zwischen Reifen und Strasse überfordert, müssen die Vorderräder vor den Hinterrädern blockieren. Da diese Aufgabe heute in der Regel durch die EBV Funktion des elektronischen Bremssystems erfüllt wird, ist der entsprechende Ausfall dieser Funktion mit roter Warnlampe zu versehen. (EBV = elektronische Bremskraft Verteilung)

Zu beachten ist dabei die Verpflichtung des Fahrers infolge der Bewarnung: bei gelber Warnlampe kann der Fahrer die Fahrt fortsetzen, soll aber mit entsprechend vorsichtiger Fahrweise reagieren. Bei roter Warnlampe ist der Fahrer verpflichtet, die Fahrt umgehend zu beenden bzw. zu unterbrechen. Bei Weiterfahrt übernimmt der Fahrer die alleinige Haftung und wird bei daraus resultierenden Unfällen entsprechend zur Verantwortung gezogen.

3: Fehlerfälle und Systemreaktion am Beispiel Bremssystem MK C1

Mit der MK C1 hat Continental 2016 ein Brake-by-wire System auf den Markt gebracht, welches die Betätigung und die Bremsdruck Modulation in einem one-box Gerät zusammenfasst.

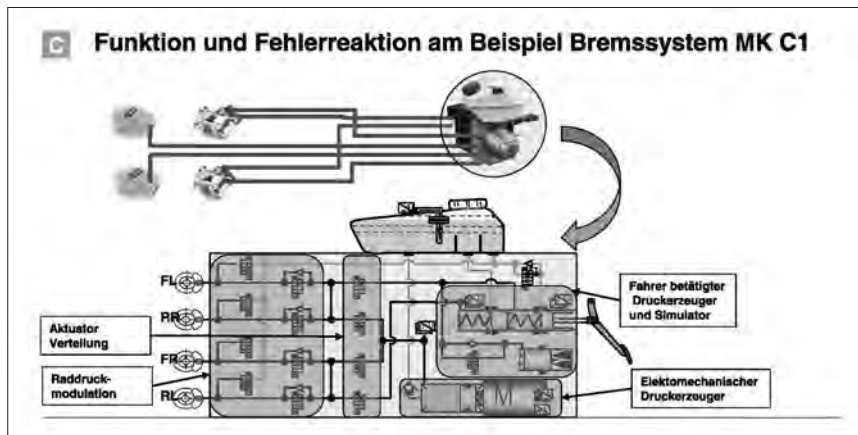


Bild 5: Funktion und Fehlerreaktion am Beispiel Bremssystem MK C1 Teil 1

Durch die By-wire Funktion auch für Fahrerbremsungen sowie die hohe Dynamik des Druckerzeugers ist das Gerät bestens geeignet für den Einsatz in Fahrzeugen mit AD Funktionalität. Im Folgenden wird die Fahrerbremsfunktion sowie die Systemreaktion bei Ausfall des Systems durch elektrische Fehler erklärt:

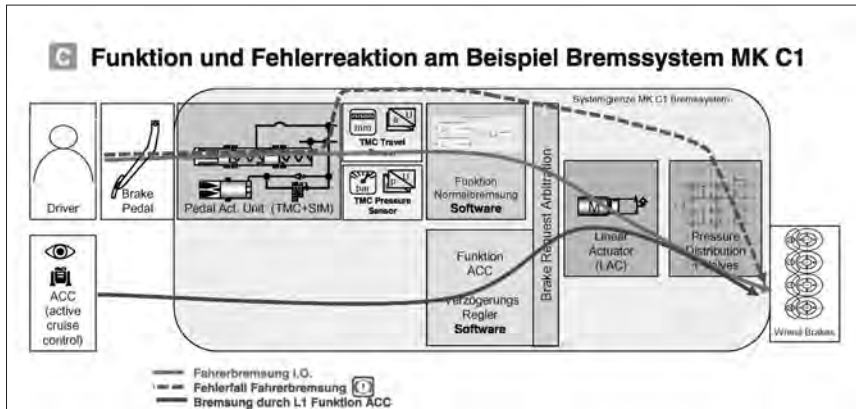


Bild 6: Funktion und Fehlerreaktion am Beispiel Bremssystem MK C1 Teil 2

In Grün ist die fehlerfreie Ausführung der normalen Fahrerbremsung als Wirkkette dargestellt, von links nach rechts: Der Fahrer betätigt das Bremspedal, ein in der MK C1 integrierter Hauptzylinder ist mit dem Pedal verbunden und sein Bremskolben wird bewegt. Dieser verschiebt Flüssigkeit in einen hydr. Pedalgefühlsimulator. Sensoren messen hierbei den Hauptzylinder Kolbenweg und den im Simulator erzeugten Druck. Aus diesen beiden Größen wird in der Funktion „Normalbremsung“ die Höhe des Fahrerbremswunsches errechnet. Dieser gibt nun einem über büstenlosen Motor angetriebenem Hydraulikzylinder (LAC) den passenden zu erzeugenden Druck vor, welcher durch eine Gruppe von Raddruckregelventilen an die Radbremsen weitergegeben wird und das erwartete Bremsmoment sowie die gewünschte Fahrzeug Verzögerung verursacht. Somit ist der Regelkreis Fahrerbremswunsch => Fahrzeugverzögerung geschlossen.

Im Fehlerfall, gezeigt durch die rot gestrichelte Linie, sei angenommen, dass die Ansteuerung des Motors ausfällt und kein Druck aktiv erzeugt werden kann, oder dass z.B. durch Prozessorfehler die Abarbeitung der Software unterbrochen wird. Dann verbinden Aktuatorventile in ihrem stromlosen Zustand den Hauptzylinder anstelle mit dem Simulator direkt mit der Radbremse. Die Raddruckregelventile werden dabei durchströmt, und sind sie noch aktiv, kann die Blockierreihenfolge Vorderräder vor Hinterräder noch eingehalten werden. Die rote Warnlampe muss dabei angesteuert werden (vgl. Abschnitt B): Durch den Ausfall der Bremskraftverstärkung werden bei 500N Pedalkraft nicht mehr die erforderlichen $6,43\text{m/s}^2$ Verzögerung erreicht, gleichwohl die vom Gesetz mindestens geforderten $2,44\text{m/s}^2$ deutlich überschritten werden. Die MK C1 ist für diesen Zustand auf mindestens $4,88\text{m/s}^2$ ausgelegt, also auf den doppelten gesetzlichen Wert.

Die blaue Linie zeigt den Ablauf einer durch die Funktion ACC (Active Cruise Control, also Abstandsregelsystem) ausgeführten Bremsung: Die Umfeldsensoren erkennen, dass das Fahrzeug zu verzögern ist weil es auf ein Hindernis zufährt. Dies erzeugt einen Bremswunsch, welcher an der Schnittstelle zum aktiven Teil des Bremssystems eingesteuert wird, und der LAC führt den entsprechenden Druckbefehl aus um an den Radbremsen das passende Bremsmoment zu erzeugen.

Zu dieser Funktion gibt es keine Degradation, sie ist gesetzlich nicht vorgeschrieben. Im Fehlerfall, z.B. bei Ausfall der Umfeldsensorik, wird die Funktion einfach stillgelegt. Diese Stilllegung wird dem Fahrer akustisch und optisch angezeigt und der Fahrer muss über eine Pedalbetätigung die erforderliche Bremsung vor dem Hindernis ausführen. Bei der Abstandsregelung handelt es sich um eine Funktion nach Stufe 1 der SAE Einordnung, der Fahrer muss jederzeit die Kontrolle behalten.

4: hauptsächliche Anforderungen Bremssysteme für SAE Stufe 3-5

hauptsächliche Anforderungen fuer Bremssysteme fuer SAE Stufe 3-5

- **Prio 1: Fzg Verzögerung:** auch im Fehlerfall muss eine geeignete Abbremsung möglich sein. Hier gilt, je schneller das Fahrzeug autonom faehrt, desto hochwertiger muss auch im Fehlerfall die noch mögliche Verzögerung sein
- **Prio 2: Fzg Stabilität:** beim Bremsen muss auch im Fehlerfall das Bremssystem ein Blockieren der Hinterräder verhindern
- **Prio 3: Fzg Lenkbarkeit:** beim Bremsen muss ebenso auch im Fehlerfall ein Blockieren der Vorderräder verhindert werden, das Fzg wird ja infolge des Fehlers z.B. auf die Standspur fahren um den sicheren Zustand zu erreichen
- **Prio 4: Fzg Stillstand:** das bis in den Stillstand abgebremste Fzg muss auch nach Erstfehler im Stillstand gesichert werden, dies geschieht üblicherweise redundant über Parkbremse und Getriebesperre

Bild 7: hauptsächliche Anforderungen Bremssysteme SAE Stufe 3-5 Teil 1

Ein Bremssystem welches ausschließlich vom Fahrer aktiviert wird, muss eine Redundanz aufweisen, sonst könnte der Fahrer ja nach einem Erstfehler nicht mehr abbremsen. Dies gilt selbstverständlich für vom Autopilot aktivierte Bremssysteme entsprechend und ist das wichtigste Kriterium für jedes Bremssystem. Ist der Blockierschutz fuer Vorder- oder Hinterräder oder beide ausgefallen, übernimmt diese Aufgabe der Fahrer indem er die Pedalkraft reduziert. Ein Autopilot benötigt hier ein Bremssystem, welches den Regelkreis schliesst, d.h. aus Gründen der Fahrstabilität und Lenkbarkeit muss das Bremssystem auch im Fehlerfall eine ABS Funktion aufweisen. Steht das Fahrzeug, muss der Autopilot auch bei Teilausfall den Fahrzeug Stillstand unbegrenzt lange sichern können. Dies geschieht in der Regel über Parkbremse und Getriebesperre, oder aber über redundante Ansteuerung der Parkbremsen.

D hauptsächlichliche Anforderungen Bremssysteme SAE Stufen 3-5					
Max. autonomous maneuver speed		No AD	<15 kph	<60 kph	up to 130 kph
SAE HAD Level		L0 – L2	L2 – L4	L3 – L5	L3 – L5
Autonomous Functions Examples		Assist Functions like ACC	Remote or Valet Parking	Traffic Jam Pilot	Cruising Chauffeur
Functionality & Performance after system failure (VDA)	Deceleration Legal Minimum (any single point failure)	2.44 m/s² (no AD: @ 500N)			
	Deceleration Performance	4 m/s² – 5 m/s² @ 500N	$\dot{s}_{acc} < 5m @ 15kph$ $\dot{s}_{acc} < 1m @ 6kph$	$> 6.43 m/s^2$	$> 9 m/s^2$ high friction utilization
	Basic Vehicle Stability	Driver responsibility	No Hazard	Redundant Brake System avoids rear axle overbraking	
	Vehicle Steering	Driver responsibility	No Hazard	Redundant Brake System avoids front axle overbraking	
	Parking / Roll-Off Prevention	Typically: IPB + GearLock (alternative: independent IPB left/right)			
	Driver Brake Control Authority	Driver can always take-over control unconditionally		Autopilot can always arbitrate driver's take-over request	
	Active Yaw Torque Control	Driver responsibility	Not required, Autopilot must drive carefully after failure		

Bild 8: hauptsächlichliche Anforderungen Bremssysteme SAE Stufe 3-5 Teil 2

Die Tabelle präzisiert die Anforderungen, die sich nicht nur nach der Stufe der Automatisierung richten sollen, sondern auch nach der Höhe der autonom gefahrenen Geschwindigkeit. Für selbst parkende Autos, z.B. langsame Fahrt im Parkhaus, wird kein Blockierschutz benötigt, und es wird ausreichen, z.B. als Redundanten Verzögerungsaktor einfach die Parkbremsen zu aktivieren.

Zu erwähnen ist die Schnittstelle zwischen Fahrer und System im Autopilot Betrieb: Bis Stufe 3 wird ein Fahrerdurchgriff immer gewährleistet, soll doch der Fahrer bei Systemausfall entweder sofort übernehmen (<Stufe 2) oder geordnet während das System im degradierten Betriebsmodus noch arbeitet, aber den Fahrer zur Übernahme auffordert (Stufe 3). Ab Stufe 4 sollte der Autopilot auch nach Fehlerfall in der Lage sein, einen Fahrwunsch gegen die vom Autopilot gewählte Fahrstrategie abzuwägen.

Eine aktive Fahrzeug Stabilisierung für z.B. abrupte Spurwechsel wird im Fehlerfall nicht mehr benötigt, der Autopilot wählt (entsprechend dem menschlichen Fahrer) bei ESP Ausfall eine vorausschauende Fahrweise, welche notwendige ESP Eingriffe sicher vermeidet.

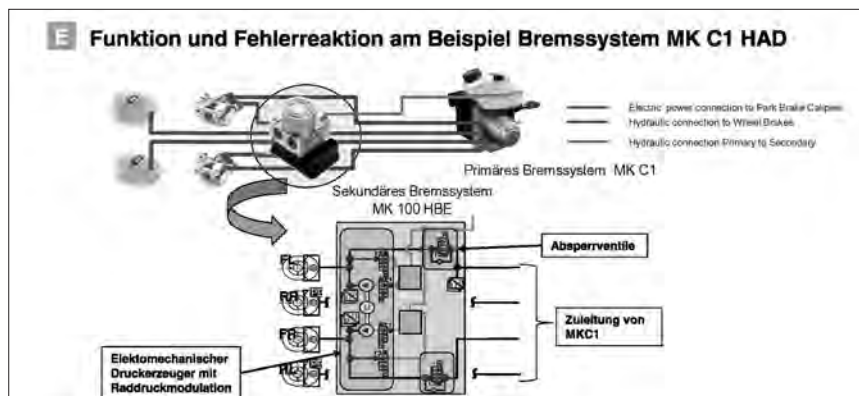


Bild 9: Funktion und Fehlerreaktion am Bremssystem MK C1 HAD Teil 1

Um die Redundanz Anforderungen erfüllen zu können, setzt Continental ein zweites Bremsregelsystem in die Zuleitung der MK C1 zu den Vorderradbremzen. Verwendet wird hier eine Variante aus der aktuellen elektronischen Bremssystem Generation MK100. Die beiden Steuergeräte werden an getrennte elektrische Bordnetze angeschlossen, ein gleichzeitiger Ausfall beider Systeme muss mit höchster Sicherheit vermieden werden um bei jedwedem denkbaren Einzelfehler das Fzg sicher verzögern zu können. Somit kann der Autopilot im Falle eines Fehlers in der MKC1 (primäres Bremssystem) auf das zusätzliche MK100 System (sekundäres Bremssystem) zugreifen. Dieses ist ebenso mit einer Druckmodulation ausgerüstet, um beim Bremsen durch Autopilot auch im Fehlerfall Fzg Stabilität und Lenkbarkeit sicherzustellen. In vielen Fällen kann dabei die MKC1 – sofern nicht vollständig stillgelegt – den von der MK 100 erzeugten Bremsdruck auf alle 4 Radbremsen verteilen.

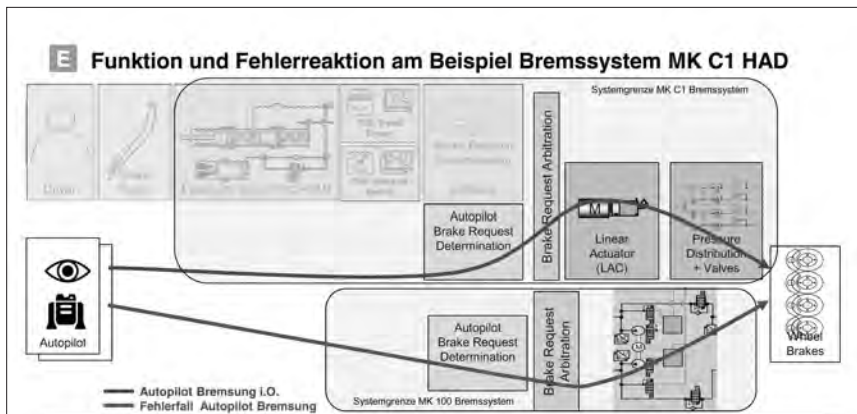


Bild 10: Funktion und Fehlerreaktion am Bremssystem MK C1 HAD Teil 2

The neglected demands that autonomous driving and consumer expectations required from brake design

Mauricio Gonzalez Rocha, Brakes-Rassini, Michigan, USA

Introduction

Autonomous driving is changing the paradigm of the automotive industry and aiding the development of a new generation of automotive vehicles. For the past several years, the automotive industry has been engaged in a battle against high tech companies (new entrants). To this point this battle doesn't have a real winner. The tech companies have suffered due to their lack of understanding and knowledge of the complexity to design and manufacture a car, including all government requirements for certification and handling of the consumer complaints. Due to this lack of experience they are incurring excessive quality and warranty costs. The warranty threshold ratio in consumer electronics is very different to the ratio in the automotive industry. However the automotive vehicles are moving closer to being a consumer technology product and is where the automotive industry is paying the toll. The industry is facing the reality of not investing in the identification and creation of certain resource capabilities to perform the integration between mechanical systems and sensors (i.e. sensor fusion). The lack of a strong bond between industry and academia to assure all technical and professional skills are well adapted to new technologies has also played a role. Key competencies identification and creation of new industrial clusters to address alternative technologies or consumer shifting is not a luxury but a necessity to assure the industry does not enter in a deadly spiral similar to the rail industry in the 19 century.

The irony is that the automotive industry was the disruptive force that brought the rail industry to its knees, and now some of the autonomous project proposals e.g. U-M North Campus shuttle, look like a small Pullman coach (figure 1 and 2).



Figure 1



Figure 2

Several technologies are already developed and hundreds more will be accomplished before the autonomous race is over. Companies and investors are pouring hundreds of millions of dollars to solve key issues, but at the end whoever is the winner (beyond the consumer) will need hundreds of small innovations packaged in systems and subsystems to support electromobility (to avoid any confusion and for the purpose of this paper I consider autonomous driving as a part of electromobility). One of the most important problem facing the industry (not only brakes) is the myopic view of the current paradigm i.e. there are few barriers for automated vehicles to comply with FMVSS, as long as the vehicle does not significantly diverge from a conventional vehicle design¹. We keep modifying the old system and add odd implants to “solve” consumer needs (or wants!). The current hydraulic system is almost 100 years old (Invented by Malcom Lockheed in 1918, the first production car with this system was the 1921 Model A by Duesenberg in USA). Thereafter, we have designed incremental improvements to an old system that is already obsolete. Rails already have more advanced braking systems and have incorporated regenerative braking system more than two generations ago with a very reliable electronic system already in place in “2012”. We are also facing “exponential requirements from market/consumers. For example, driving a car for 1M miles. Even though this is a stretch of the current reliability and failure analysis used in the automotive industry, the industry doesn’t have standards in place to support these levels of requirements.

Brakes is one of the most important systems on the vehicle but also the most innovation deprived and their evolution has stagnated. The first ABS system was designed by the Frenchman Gabriel Voisin in 1929 and the first car that used the system was the Jensen FF in 1966.

¹ Identifying potential barriers and challenges for the certification of automated vehicles using existing FMVSS, preliminary report (March 2016), US Department of Transportation

Key technologies to enable autonomous driving

Autonomous driving promises many benefits: improved safety, reduced congestion and reduced stress for the car occupants. In the big picture, all key technologies that need to be included for the autonomous systems are already in place. Some reports argue that most of the technologies are already mature² and others are just deployed in commercially available vehicles (e.g. LiDAR, radar, camera vision system, GPS, ultrasound).

In most cases, traditional car manufacturers embrace the path to gradually improve automation in conventional vehicles and the new entrants are deploying vehicles without a human driver. Some of the solutions rely on greater connectivity between cars and also between the cars and the infrastructure (this involves the development of common communication protocols, encrypted security standards and investments in infrastructure). Others rely more on vehicle sensor platforms and require little infrastructure investment. These technologies are able to evolve rapidly, thanks to improved sensor-processing technologies, adaptive algorithms, high definition mapping and communication technologies (V2X that encompass V2V and V2I). The convergence of sensor-based solutions will promote autonomous driving.

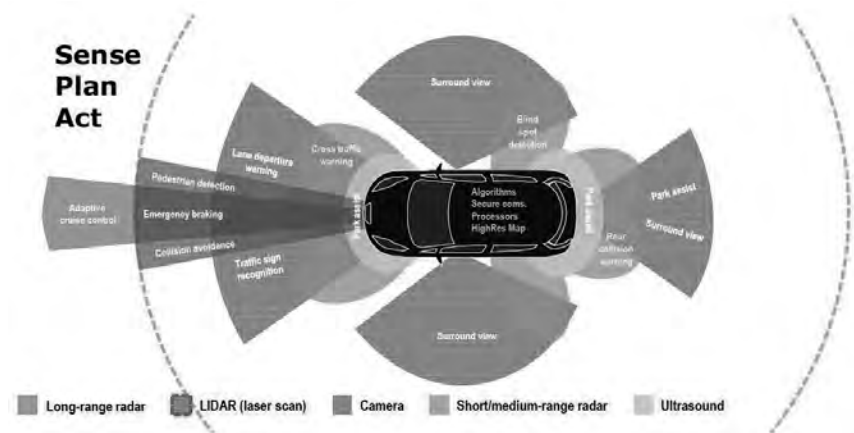


Figure 3

Source: adapted from (OECD/ITF 2015)

² OECD/ITF 2015, Automated and autonomous driving: Regulation under uncertainty

Several issues need to be addressed to support high automation scenarios e.g. connectivity, decision and control algorithms, digital infrastructure, human factor, road automation and roadworthiness testing. Automated driving encompasses a wide range of technologies and infrastructures, some of which are available today and some which will depend on specific technical innovations (not yet addressed and with high potential to impact the overall vehicle experience of autonomous vehicles).

Liability remains an important barrier for autonomous vehicles. 94% of the 35,092 fatalities on US roadways in 2015 were attributed to human error³. As automation increases, liability could gradually shift from drivers to manufacturers and OEM's. The real benefit with autonomous vehicles is to reduce or eliminate human errors (ADAS is the main technology to support human driven vehicles). However, the real safety test for autonomous cars is how well they can replicate the human sensing capabilities.

The only way to match or exceed human sensing capabilities is to employ a variety of sensors, which in turn requires combining all sensor inputs to form a unified view of the surrounding roadway and environment (i.e. sensor fusion), see figure 3 and 4.

Advaced driver assistance systems (ADAS)					
Optical		Non-Optical Sensors			
LIDAR	Cameras	Radar	Ultrasound sensors	Pressure sensors	AFL - related sensors
Laser Photodiode	Monovision Stereovision	24-26 GHz (short range) 77-79 GHz (long range)	Emitter and receiver combined	Air-pressure In-wheel radio freq. emitter In-wheel battery pack in-car radio frequency receiver	Steering angle Velocity Gyroscope Rain Chassis height Central unit controller

Figure 4

Several issues remain with the current LiDAR systems. Solutions are on the way and a few of these solutions are of the interest of this paper due to the potential utilization for brake system evolution (e.g. MEMS and other solid state sensors).

³ Schoettle B. (August 2017), Sensor Fusion: A comparison of sensing capabilities of human drivers and highly automated vehicles, University of Michigan

Emergency braking system is one of the automated technologies already deployed in current vehicles. The technology relies on accident avoidance sensors (radar) and doesn't have any closed loop with other systems. Manufacturers are wasting useful data that could enable product differentiation with an increase of internal efficiencies and quality. A report from alg related to vehicle production and Sales argues that vehicle sales will be impacted in the near future due to Autonomous Vehicles. By 2030, people will already embrace the idea of riding rather than driving. In one scenario, the report calculates that 30% of cars will belong to share autonomous fleet, 23% are fully autonomous privately owned vehicles and the remaining are private conventional vehicles. With the shift to higher-occupancy, longer-lasting vehicles vehicle sales would decline 8.6%. This is very important because the value creation in an autonomous world will be all about charging for the experience of getting from A to B⁴.

Dr. Bode and Tiedemann⁵ argue that mechanical elements required further attention and optimization due to vehicle requirements triggered by electrification, digitalization and autonomous driving. The key opportunities for these elements are finding ways to reduce residual drag, NVH and improve brake loads (thermal and tribological), and to keep current friction systems as a part of PHEV and BEV. Comfort (NVH) and maintenance (corrosion and wear) are two of the most relevant areas to be addressed with future AV. Unfortunately the base materials are almost at the limit of their physical, mechanical and chemical properties. A new generation of smart materials⁶ is required for handling the increased functional complexity of "classical" mechanical elements on top of the integration with other active and semi-active systems.

Current hydraulic systems have very challenging NVH issues that involve two, three or more noises in completely different frequency ranges (e.g. 2.5 kHz and 11.4 kHz). Also, several issues exist with achieving the correct modal separation between components without affecting other frequencies and without changes to the mass or the fin design which could

⁴ D. Malik, M. Youngs (2016) The road to 2030, vehicle production and sales in the autonomous era, alg

⁵ Bode K., Tiedemann M. (July 2017), Wheel brake development in the context of future mobility, FISITA (www.fisita.com)

⁶ M. Gonzalez (2015), VDI-Berichte Nr. 2241, Vehicle electrification and the usage of smart materials in brake systems

affect thermal performance efficiencies (with direct impact in friction material and caliper design). The industry has different strategies where several engineering disciplines work together to provide solutions (Material science, chemical and mechanical). As previously described, properties for base materials are close to their limit. Some improvements remain on the table, thanks to process optimization and advanced raw materials, but these improvements are not at the level required for the industry to solve the complex behavior needed for brake systems.

Cast iron is the most common material used for brake discs and calipers (gray cast iron for disc and friction plates and ductile or vermicular iron for calipers and certain friction plates). In most cases, the disc design/material is the most likely target element to solve NVH issues (due to the relatively lower cost to modify the tooling compared with the caliper). Noise remains as the main concern for consumers. The brake disc, first patented by William Lanchester in 1902, was unpopular due to the screeching noise of copper brake pad against steel disc and the increased pedal force needed due to the lack of a booster when compared to self-energizing drum brakes (see figure 5). The screeching was fixed around 5 years later by Herbert Froad with the development of asbestos brake linings for brake drums. The first vehicle with 4 wheel brake discs was the Studebaker Avanti in 1962.

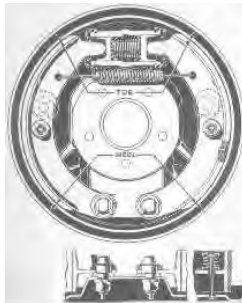


Figure 5

With the current manufacturing technologies, cast iron has good damping properties (very good to attenuate high frequencies <5 kHz) and good stiffness (good to solve low frequency noises). However, these properties are conflicting and hence not easily attainable at the same time. Current (and future) systems require both properties to be triggered at the same time. We can argue that it is feasible to create a correct design optimization to reach a balance between material and performance. As previously explained, the value generation in future vehicles is to charge for the experience to ride or drive a vehicle. Brake systems

should be capable to self-analyze and mitigate noise behavior before the noise can be heard. The purpose should be part of the premium experience consumers are willing to buy with a brand.

Advanced materials and manufacturing technologies (e.g. self-assemble alloys, nano-cluster alloying system, AM, etc.) are able to provide the path for smart materials, capable of switching mechanical properties at will. The integration between these materials, electronic components and the semi active and active systems is the future platform to address the complexity of issues faced with electromobility.

Exponential consumer expectation (Attainable?)

The market expects more electric vehicles to be sold, and the cars to take on more specialized forms – including high-end long distance vehicles, low-cost/high-volume urban pods, robo-taxis and other ride-sharing vehicles. Clearly, our current rate of innovation is too slow to keep up with all the new players entering the field. Cars have not evolved all that much from the models of the 20th century. Moreover, the current digital features are expensive, complex, non-intuitive, and unsexy – a \$500 smartphone offers a more compelling user experience.

Drivers around the world are getting used to the increased amount of digital technology in their cars and believe all related problems (traffic, accidents, maintenance, etc.) will be solved when autonomous driving is fully implemented in the market place. However this is a very high (exponential) expectation. The probability of a traffic accident increases with the amount of vehicles on the road – testing 10 cars without an accident is different than having 100K or 1M vehicles on the road⁷. There will always be, at least, a small percentage of human-driven vehicles capable of creating problems for autonomous vehicles.

This utopian traffic expectation aligns with the necessary changes in reliability and quality needed to assure a vehicle is operational for more than 1M miles. Currently vehicles are designed with about a 10 year life (160,000 miles for household vehicles and 200,000 miles for fleet-owned passenger vehicles) with a large market for 3 – 7 year old second hand vehicles. Consumer expectations are exacerbated by four trends in the automotive industry: (1) radical new technology at a low price, (2) new high-tech entrants and their speed to

⁷ Ross, Philip E.,(June 2014) "Robo you can drive my car", page 60-63, 90, Spectrum.IEEE.org

implement solutions, (3) new mobility concepts, and (4) increased urban customers with evolving policy and regulatory constraints.

Assuming that manufacturers are able to improve channels for connected services (e.g. passenger personalization, voice, gesture and motion control, augmented reality, biofeedback, integration with wearables and the home), today's dealers and e-commerce channels are unable to explain the benefits to consumers or handle the service requests emerging from the complex functionalities of connected car technology.

By 2030, profit available to traditional automakers and suppliers will drop by 20%. The balance of \$120 billion (~\$60 billion) will be captured by new entrants, including suppliers of new technology, mobility services, and/or digital services (shifting from hardware to software). Many of today's manufacturers and suppliers lack the skill, agility, and boldness to turn their companies digital quickly enough to take advantage of this change⁸.

Ignored technologies that work for autonomous driving

Autonomous and connected cars are not a product per se, but a set of technologies to enable an experience for consumers and keep them loyal to a brand. A primary focus of current technologies is addressing the issues computers will face when given full-authority over the vehicle, e.g. reckless driving, bad weather, digital mapping, potholes and ethics of the road. As previously discussed, main technologies for handling the vehicle are already in place or on their way to being released. Manufacturers are not taking advantage of this evolution to identify the existing areas of opportunity that could be used to acquire useful data in systems fundamental to consumers. Specifically, in brake systems we are wasting the opportunity to fuse sensors with mechanical elements so as to have a platform for smart brake systems.

There have been several attempts through the years to change the current brake system design. Early last decade, New Tech corporation developed an intelligent braking system (IBS) switching the paradigm for foundation and modulation. New Tech basically used an airplane brake system (full contact brake disc and a continuous brake controller) integrated as a module for easy assembly and improved quality and reliability (reduced or eliminated

⁸ Baker E., Crusius D., (2016) "Opportunities, risk, and turmoil on the road to autonomous vehicles", PWC strategy, www.strategyand.pwc.com

resonance frequencies, eliminated drag and harshness, and a composite brake disc that eliminated corrosion) – see figure 6. This brake design already uses advanced sensors (torque sensor) and up to 14 inputs (steering wheel position, brake pedal position, torque, accelerometer, gyrometer, etc.) supporting Fuzzy and Neuronal Network software to drive the electronic control unit.



Figure 6

Early this decade Protean Electric proposed an in-wheel electric motor with the brake system built-in with the obvious benefits in vehicle package and cost reduction due to the elimination of legacy brake components – see figure 7. In all cases these innovations remain without any success or limited implementation mainly due to a myopic view ubiquitous in our industry. Our vision is too short. Instead of addressing the need for a new brake system to support electromobility, we keep fixing things to maintain the current hydraulic / friction brake system (i.e. developing an electric booster and invest tens of millions in developing low Cu friction material). Instead of continuing to prop-up a quickly obsoleting system, we should use electromagnetic technologies and advanced materials to implement a new generation of brake systems.



Figure 7

For the past two decades, we have discussed the “issues” to implement brake-by-wire and the necessary legislation to assure all the safety constraints are addressed for market implementation – the aeronautic industry, with more stringent regulations implemented fly-by-wire technologies more than 30 years ago⁹ (1984, Airbus A320). Integral to the operation of an autonomous vehicle is an approach to trajectory planning and control to ensure the required decision is executed properly by the computer in view of: the traffic situation, the constraints on vehicle dynamics, and ride comfort in relation to passengers in the given vehicle. Current systems assume that certain characteristics are constant. However, when these parameters reach their limit, loss of control or an unstable system may lead to the possibility of an accident or uncomfortable situations.

With current available technologies in the market place, several of the assumptions are able to change from assumption to real-time data information, named i) solid state sensors for frequency and temperature evaluation. Under current conditions these two characteristics are assumed, in the future (assuming friction brakes will be used for the foreseeable future) brake systems will be able to track temperature, torque and frequency using the tribological excitation of the system. Having tracked the data, the system will be able to adjust accordingly to enhance and coordinate vehicle handling and comfort.

The integration paradigm and brake system trends for electromobility

New entrants have already identified the benefits for consumer services and premium experiences – they also understand simplicity sells. Brake squeal, which usually falls in the frequency range between 1 and 16 kHz, has been one of the most difficult concerns for brake systems. Several papers argue that active control systems are capable to suppress the vibration that causes brake noise^{10 11}. These examples provide the path for smart brake systems. The concept to have a smart brake system empower the value of analytics and machine-learning technologies to real-time dynamic processes for service and customer interaction, will enable companies to capture significant efficiencies through automation,

⁹ Wikipedia, fly-by-wire, <https://en.wikipedia.org/wiki/Fly-by-wire>

¹⁰ Al-Mola M., Mailah M., Kazi S., Muhaimin A.H., Abdullah M.Y., (2012) Robust Active Force Controller for an Automotive Brake System, IEEE

¹¹ Hashemi-Dehkordi S.M., Mailah M., (2008) A Robust Active Control Method to Reduce Brake Noise, IEEE

predict customer behavior and vehicle conditions (preventing and predicting maintenance) in real time, and know how to actively shift vehicle components to support a “premium experience”. This concept of a smart brake system should be used for other solutions, including safe-stop in case the main ECU is hacked and the incorporation of unique communication protocols between components and VIN sensors to minimize the usage of black market components. Car functionalities will further mature, decrease in price, becoming as commonplace as air bags are today — and eventually lose their ability to provide differentiation.

Conclusion

The automotive industry is facing an adverse reality with autonomous and connected vehicles. The industry has grown complacent; and a myopic view of consumers’ needs and wants has been exposed. This reality also shows the poor evolution brake systems have undergone for the past century and the harmful effect on our own capabilities to compete against new entrants with alternative tools which allow them to be more agile and able to capture consumer shifts and capitalize new business models.

Consumer expectations for autonomous and connected cars align with consumer electronics products where every other year manufacturers release a new gadget with enhanced capabilities. On top, we have a new entrant like Tesla, capable of reshuffling the car concept by releasing areas in the body structure typically occupied by powertrain components (see figure 8) and incorporating a slim IP with all types of functionality that update overnight. On the other hand, we have a legacy manufacturer that just released, with fanfare, an electric vehicle keeping the old mindset of filling the hood with “stuff” (see figure 9).



Figure 8



Figure 9

Smart brake systems need to be part of the vehicle evolution with unique safety protocols to enhance functionality and vehicle simplicity.

Entwicklung eines Verfahrens zur Reibwertpotentialschätzung

Dr.-Ing. **Gerd Müller**, Prof. Dr.-Ing. **Steffen Müller**,
Technische Universität Berlin, Fachgebiet Kraftfahrzeuge

Zusammenfassung:

Die möglichst exakte Kenntnis des momentanen Reibwertpotentials zwischen Reifen und Fahrbahn ist für eine sichere Längs- und Querführung eines Pkws von großer Bedeutung. Dieses Potential hängt von zahlreichen Einflussgrößen wie den Wetterbedingungen, der Straßenoberfläche oder den Reifen ab.

Während es derzeit Aufgabe des Fahrers ist den Straßenzustand zu schätzen und seine Fahrweise entsprechend anzupassen, wird es für zukünftige hochautomatisierte Fahrzeuge notwendig sein, diese Einschätzung und Anpassung selbstständig vorzunehmen. Dafür kann das Fahrzeug grundsätzlich auf eine Vielzahl von Umgebungsinformationen, wie beispielsweise Wetterdaten zugreifen. Um diese für eine Reibwertschätzung nutzen zu können, ist es zunächst notwendig zu untersuchen, welchen Einfluss welche Kenngrößen auf das maximale Reibwertpotential haben.

Dafür wurden an der Technischen Universität Berlin rund 4.000 Testbremsungen unter Realbedingungen durchgeführt, bei denen der maximale Reibwert und zahlreiche Kenngrößen, die ihn beeinflussen, aufgezeichnet wurden. Zu diesen Kenngrößen zählen u.a. Wetterdaten der nächstgelegenen Wettermessstationen und Glättemeldeanlagen, Fahrzeuggeschwindigkeit, Fahrzeugumgebungstemperatur und der Betriebsmodus des Regensensors.

Auf Basis dieser Daten wurde im nächsten Schritt ein Verfahren entwickelt, welches das momentane Reibwertpotential in Echtzeit schätzt. Das Verfahren basiert auf der logistischen Regression, welches ein statistisches Schätzverfahren ist. Als Eingangsgrößen werden ausschließlich Kennwerte genutzt, die frei verfügbar sind, sodass keine zusätzliche Sensorik am Fahrzeug installiert werden muss.

Das entwickelte Verfahren erweist sich als sehr zuverlässig und kann das aktuelle Reibwertpotential mit einer Genauigkeit von etwa $\mu=0,3$ und einer Verlässlichkeit von über 98 % schätzen. In weiteren Entwicklungsstufen wird versucht insbesondere Übergangsbedingungen und lokale Wetterereignisse mittels kleinskaliger Wettersimulationen besser abbilden zu können.

Reibwertmessung unter Realbedingungen

Agenda

- Zielsetzung
- Verfahren zur Messung des maximalen Reibwerts unter Realbedingungen
- Das Messfahrzeug / Die Messtechnik
- Ergebnisse der Reibwertmessungen
- Funktionsweise und Ergebnisse der Reibwertschätzung
- Zusammenfassung

Reibwertmessung unter Realbedingungen

Zielsetzung

Entwicklung eines **ursachenbasierten Schätzverfahrens** zur Ermittlung des maximalen Reibwert μ_{\max}

Bisherige Ansätze

Ursachen-basiert



Aufwändige Messtechnik

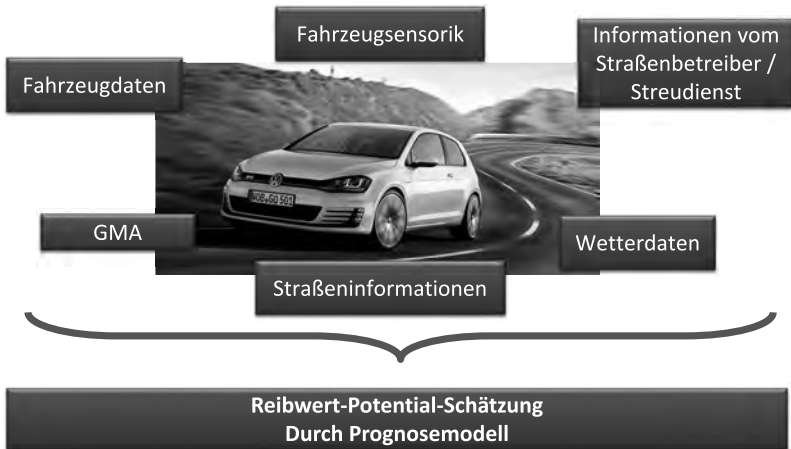
Effekt-basiert



Kritische Fahrsituation

Reibwertmessung unter Realbedingungen

Zielsetzung



Reibwertmessung unter Realbedingungen

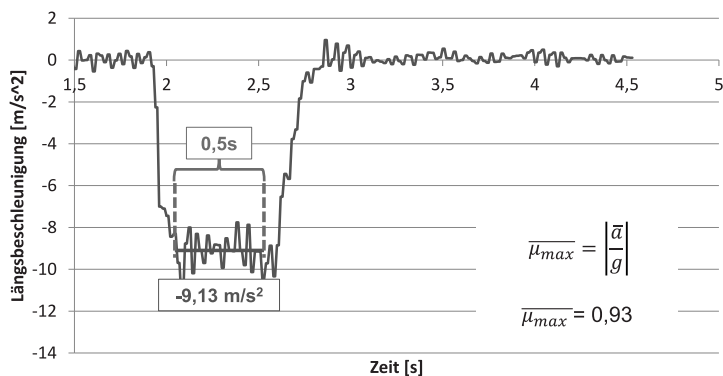
Einflussgrößen



Verfahren zur Messung des maximalen Reibwerts unter Realbedingungen

Reibwertmessung unter Realbedingungen

Bestimmung von μ_{\max}



Reibwertmessung unter Realbedingungen
Die Messstrecke



Südwestlich von Berlin

Gesamtlänge: 121 km
Fahrzeit: 2:30 Stunden

Reibwertmessung unter Realbedingungen
Die Messstrecke



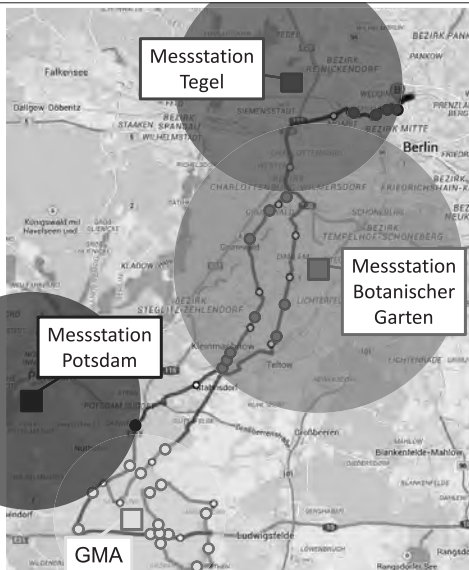
Anzahl Bremspunkte	Ort	km/h
16	Stadt	30, 50
10	Land	70, 80, 100
6	Autobahn	80, 100, 120

(32 Bremspunkte▲)

Reibwertmessung unter Realbedingungen Die Messstrecke



Fahlhorst Glättmeldeanlage



Messstationen vom DWD

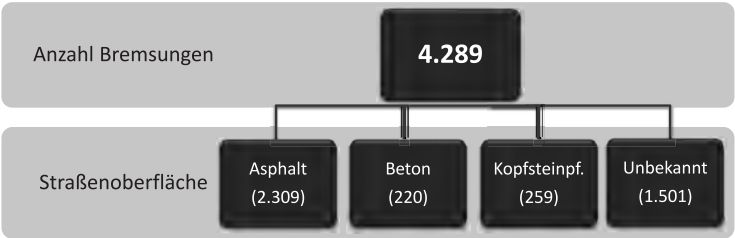
- Wetterdaten

GlätteMeldeAnlage

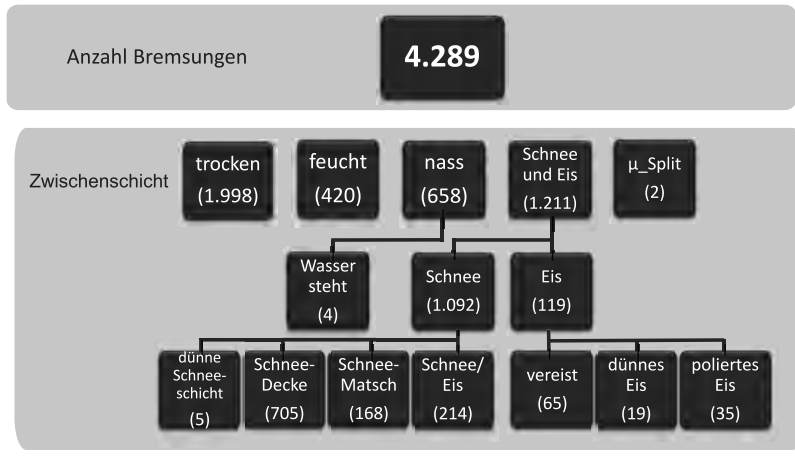
- Wetterdaten
- Glättedaten

Ergebnisse der Reibwertmessung

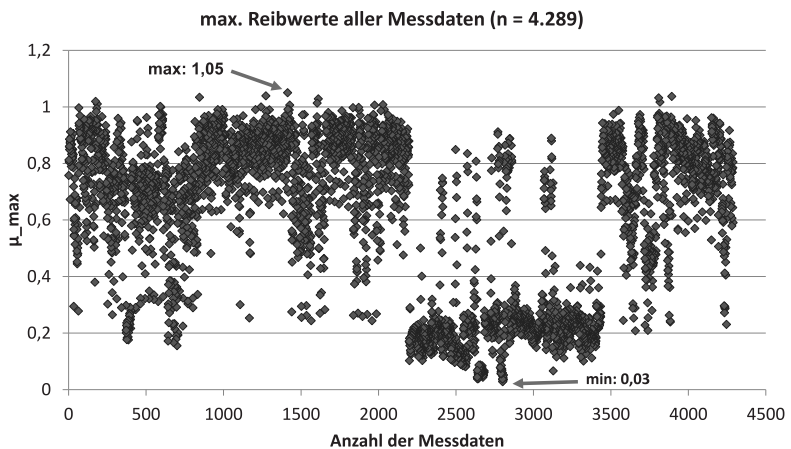
Übersicht Messergebnisse



Übersicht Messergebnisse



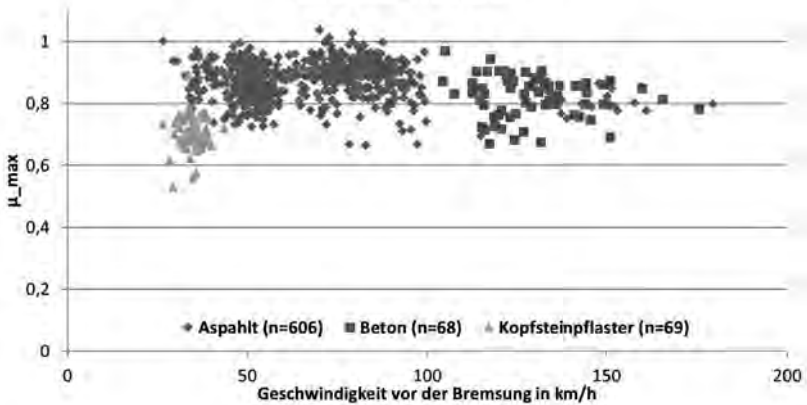
Reibwertmessung unter Realbedingungen Ergebnisse



Reibwertmessung unter Realbedingungen

Ergebnisse

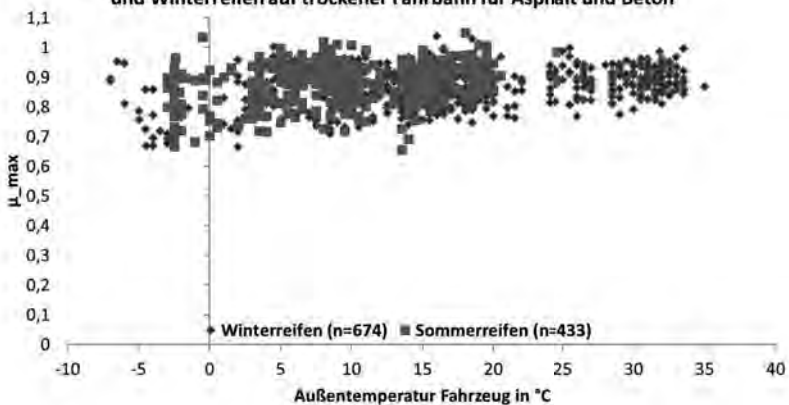
Max. Reibwert in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit auf trockener Fahrbahn



Reibwertmessung unter Realbedingungen

Ergebnisse

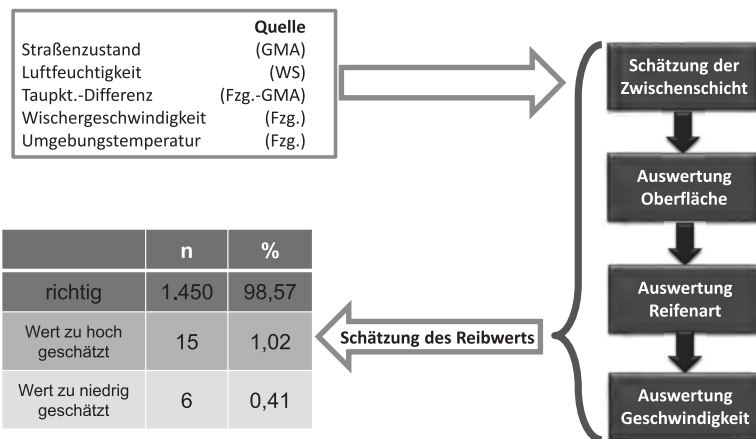
Max. Reibwert in Abhängigkeit von der Außentemperatur für Sommer- und Winterreifen auf trockener Fahrbahn für Asphalt und Beton



Funktionsweise und Ergebnisse der Reibwertschätzung

Ergebnisse der Reibwertschätzung

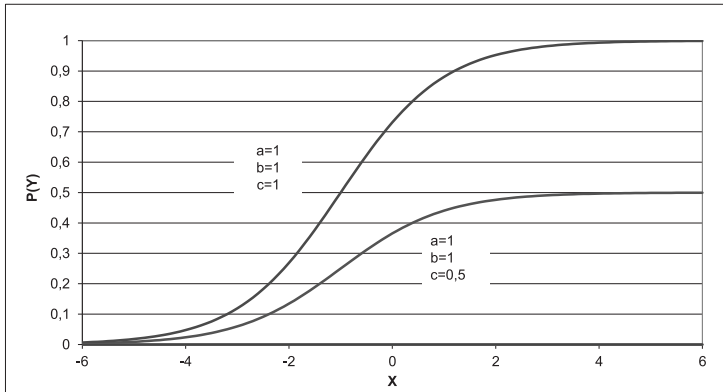
Zwischenschichten trocken, feucht, nass, Schnee



AP 3: Entwurf eines Schätzmodells

Logistische Regression

$$P(Y(X)) = \frac{c}{(1 + a \cdot e^{(-b \cdot x)})}$$

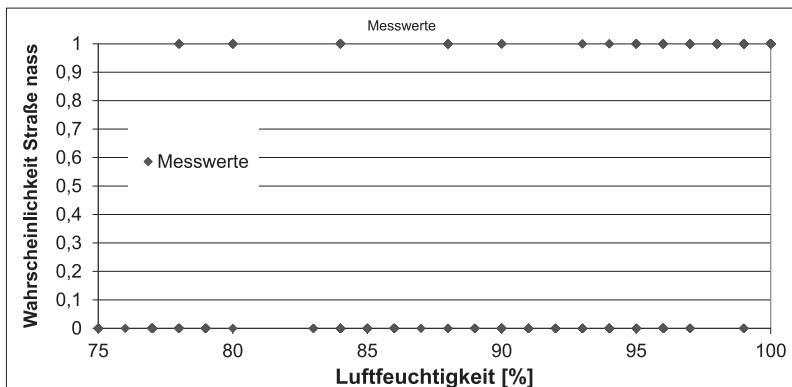


AP 3: Entwurf eines Schätzmodells

Logistische Regression - Anwendung

Bestimmung der Zwischenschicht

- Luftfeuchtigkeit – Straße NASS

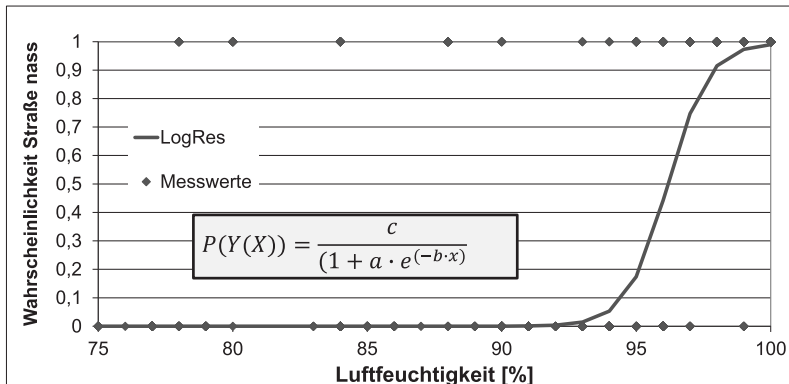


AP 3: Entwurf eines Schätzmodells

Logistische Regression - Anwendung

Bestimmung der Zwischenschicht

- Luftfeuchtigkeit – Straße NASS

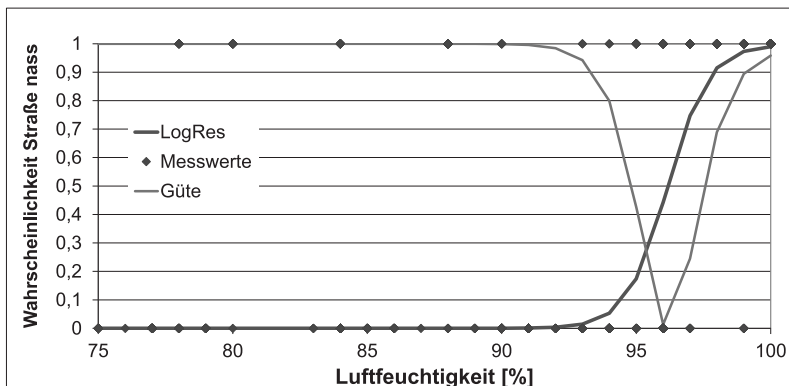


AP 3: Entwurf eines Schätzmodells

Logistische Regression - Anwendung

Bestimmung der Zwischenschicht

- Luftfeuchtigkeit – Straße NASS

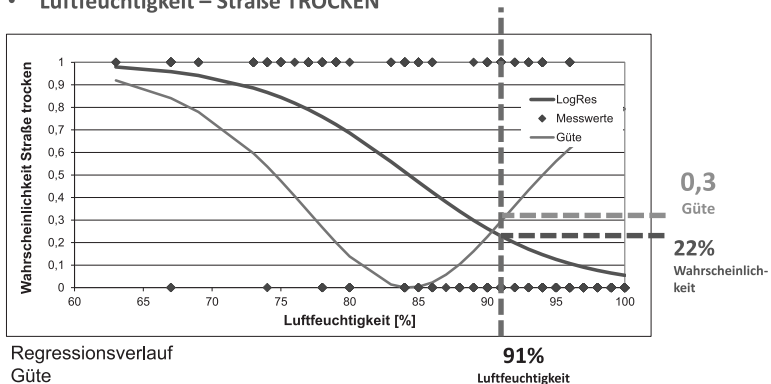


AP 3: Entwurf eines Schätzmodells

Logistische Regression - Anwendung

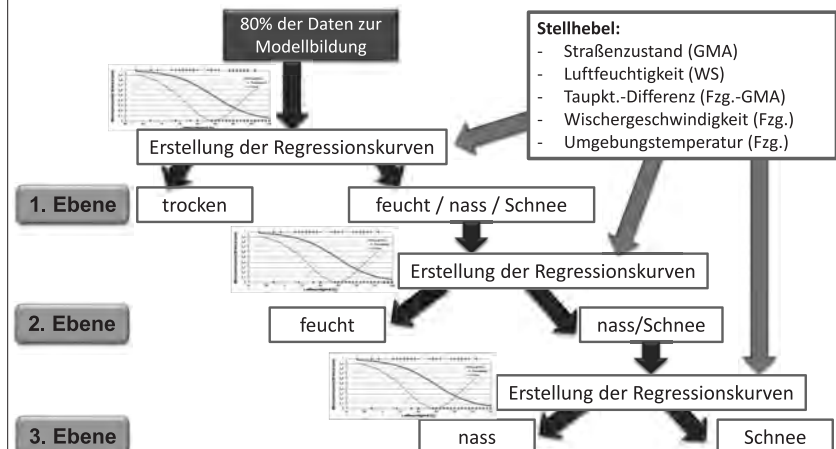
Bestimmung der Zwischenschicht

- Luftfeuchtigkeit – Straße TROCKEN

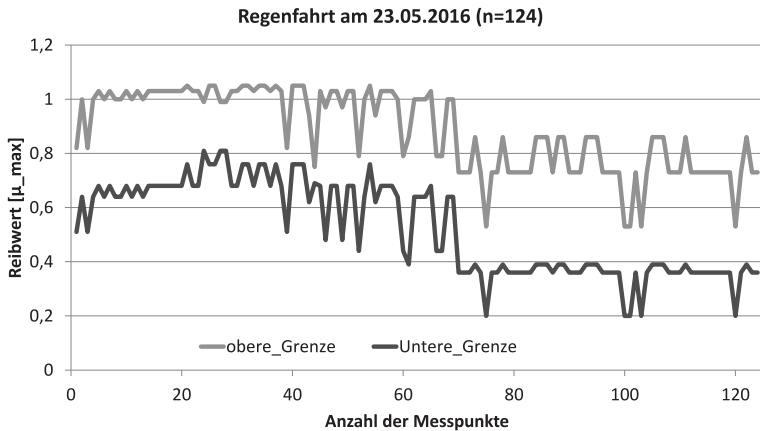


Überarbeitung Schätzverfahren

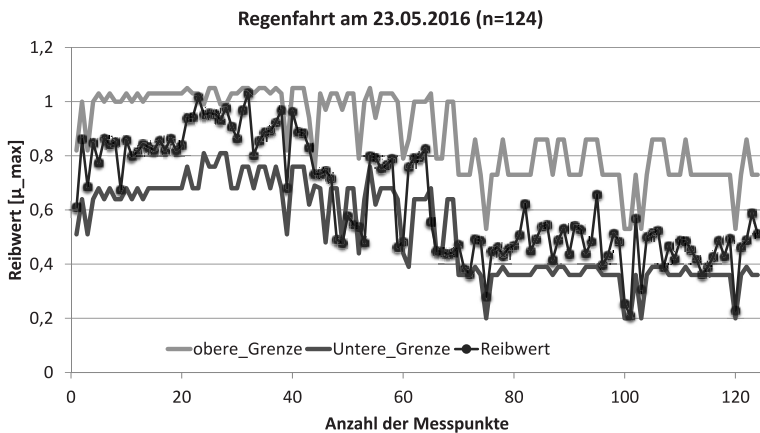
Verfahren für vier Zwischenschichten (t,f,n,S)



Erprobung der Echtzeitschätzung Ergebnisse



Erprobung der Echtzeitschätzung Ergebnisse



Prognose des Reibwerts auf der Straße

Zusammenfassung und Ausblick

- Eine Datenbank mit über 4.000 Testbremsungen liegt vor
- Einflüsse und Zusammenhänge lassen sich damit gezielt untersuchen und bewerten
- Schätzverfahren zeigt gute Ergebnisse und Verlässlichkeit
- Weitere Optimierungsschritte:
 - Nutzung privater, lokaler Wetterdienste
 - Nutzung Daten vom Regenradar
 - Car2X

Keramische-Hochleistungsbremssysteme

Dr. Nico Langhof, Universität Bayreuth

Keramische Hochleistungsbremssysteme werden aktuell als Not- und Betriebsbremsen in verschiedenen Anwendungen eingesetzt. Als Flugzeugbremsen und im Racing Sektor findet man sogenannte Carbon/Carbon (C/C) Bremsen. Im zivilen Bereich werden serienmäßig PKW-Bremsscheiben aus Carbon/SiC (C/SiC) verbaut. C/C und C/SiC stellt man sowohl über Flüssig- als auch Gasphasenreaktionen her, die in der Regel mehrere Tage dauern.

Die besonderen Eigenschaften verdanken die genannten Materialien dem Umstand, dass sie Verbundkeramiken sind, was bedeutet, dass sie C-Fasern in einer keramischen Bettungsmasse, der Matrix (C bzw. SiC), enthalten. Im Englischen bezeichnet man diese Werkstoffklasse daher auch als Ceramic Matrix Composites (CMC). Durch die C-Fasern erhalten die Verbundkeramiken ein einzigartiges Eigenschaftsprofil, das sie deutlich von den unverstärkten, monolithischen Keramiken und von metallischen Friktionswerkstoffen wie z.B. Grauguss unterscheidet.

So sind die Verbundkeramiken Materialien, deren Festigkeit mit der Temperatur nicht absondern um bis zu 80 % zunimmt (Zugfestigkeiten bis 200 MPa bei Raumtemperatur). Dazu kommt, dass sie wesentlich thermoschockbeständiger sind als Grauguss. Man kann die keramischen Verbundwerkstoffe thermisch sehr hoch belasten (C/SiC z.B. bis ca. 1300 °C). Auch die möglichen Flächenpressungen (bis 50 MPa = 500 bar) liegen etwa eine halbe Größenordnung über den Bremsdrücken konventioneller organischer Beläge. Hinzu kommen keramiktypische Eigenschaften, wie eine geringe Dichte um 2 g/cm³ und eine hohe Verschleißbeständigkeit ($k < 10^{-4}$ mm³/J), die mit geringer Feinstaubemission einhergeht.

Besonders hervorzuheben ist das Versagensverhalten, was ausgesprochen schadenstolerant, nicht spröde und quasi-duktil ist. Durch die Verstärkungsfasern können entstehende Risse gestoppt, umgeleitet und toleriert werden. Dadurch wird ein nicht katastrophales Versagen bedingt und Bruchdehnung im Bereich von Grauguss und darüber hinaus erreicht.

C/C und C/SiC bestehen aus mehreren Phasen (Si, C und SiC), sind meist planarisotrope Werkstoffe und weisen moderate bis hohe Wärmeleitfähigkeiten (ca. 40-100 W/mK) sowie sehr geringe Wärmedehnungen auf ($< 5 \cdot 10^{-6}$ K⁻¹). Daher sind im Einsatz als Bremsscheiben Risse und Deformationen sowie thermisch induziertes Fading ausgeschlossen.

C/C Materialien aus dem Flugzeug und dem Rennsport besitzen sehr hohe Reibwerte, die allerdings feuchte- und damit temperaturabhängig sind. Zusätzlich ist der Verschleiß dieser Materialien so hoch, dass keine Betriebsbremsen daraus entwickelt werden können. Die genannten Nachteile kann man durch SiC in der Matrix umgehen. In einem zusätzlichen Pro-

zessschritt, werden C/C Materialien mit schmelzflüssigen Silizium im Vakuum bei $> 1420\text{ }^{\circ}\text{C}$ infiltriert. Dadurch reagiert der amorphe Kohlenstoff der Matrix teilweise zu SiC ab und bildet so ein dichtes und oxidationsstabileres Material (C/SiC). Der extrem geringe Verschleiß von C/SiC und temperatur- sowie feuchteunabhängige Reibwerte machten es möglich Lebensdauer-Betriebsbremsen für PKW ab den späten 1990er Jahren zu entwickeln. Derzeit werden pro Jahr in etwa 200.000 Bremscheiben für PKW produziert, mit einer steigenden Tendenz. Auch im Bereich der Schienenbremsen wo Reibpaarungen bei extrem hohen Energien und Geschwindigkeiten $> 60\text{ m/s}$ gefragt sind, deutet sich an, dass Keramikbremsen eine ernst zu nehmende Alternative und aktuell auch Gegenstand von angewandten Forschungsprojekten der EU sind.

Es ist fest davon auszugehen, dass auch in der Zukunft, wenn generatorischen Bremssystemen wohl die Hauptbedeutung zufällt, Friktionsbremsen immer ergänzend und/oder in Notsituationen als Backup-System benötigt werden.

Sie bieten sich dazu regelrecht an, da man die Verbundkeramiken aufgrund der genannten besonderen Eigenschaften besonders klein, leicht und hochbelastbar konstruieren bzw. auslegen kann. Ob in rein keramischen Reibpaarungen, in Kombination mit metallischen Reibpartnern oder in Metall-Keramik-Hybriden, die Anwendungsmöglichkeiten dieser Friktionsmaterialien sind vielfältig und ihre Verwendungen werden kontinuierlich zahlreicher.

Ein neues Rad-Brems-Konzept im Kontext der Mobilitätstrends

Paul Linhoff, Continental Teves GmbH & Co.KG, Frankfurt a.M.

Einleitung:

Die Mobilitätstrends wie Elektromobilität und automatisiertes oder autonomes Fahren stellt neue Anforderungen an die Reibungsbremse und deren Entwicklung.

In heutigen Fahrzeugen mit Antrieb durch Verbrennungsmotor wird das Fahrzeug regelmäßig mit der Reibungsbremse verzögert.

Die auf die Aufgabe optimierten Komponenten, wie die Bremsscheibe aus Grauguss, werden dabei regelmäßig konditioniert. Der Fahrer erhält regelmäßig eine Rückmeldung über Funktion und Leistungsfähigkeit.

Bei Elektrofahrzeug ändert sich der Zusammenhang erheblich.

Insbesondere bei effizienter Fahrweise wird erheblich oder ausschließlich durch Rekuperation der Antriebsmaschine das Fzg. ausreichend verzögert. Die Verwendung der Reibungsbremse entfällt nahezu völlig, in der Regeln nur zur Sicherung des Stillstands.

Die für den Einsatzfall der regelmäßigen Benutzung optimierte Reibpaarung mit Grauguss wird zum Nachteil.

Die Reiboberfläche korrodiert derart stark, dass die Reibflächen nicht mehr durch reiben der Bremse intakt bleiben. Langfristig führt diese zu „einschlafenden“ Belägen, einer verminderten Reibwirkung. In Notbremssituationen kann dies zu gefährlich geringer Wirkung und Verzögerung führen.

Im Falle von **autonomen Fahren** erfolgt die Fahrt durch effizienzoptimierte Bahn-Planung. Somit wird der Einsatz der Reibungsbremse insbesondere in Bereichen mit geringer Steigung bzw. Gefällstecken noch weniger benötigt.

Der Anspruch der Verfügbarkeit und Wirksamkeit für sehr seltene Notbremsung bleibt jedoch uneingeschränkt hoch. Die Anforderung an die thermische Leistungsfähigkeit für wiederholende Verzögerungen und Wiederbeschleunigungen entfällt durch vorausschauender Bahnplanung jedoch. Diese Zusammenhänge stellen neue Herausforderungen an Bremsanlagen und deren Bremsenentwicklung.

- I. Motivation / Task
- II. Solution
- III. What's next?

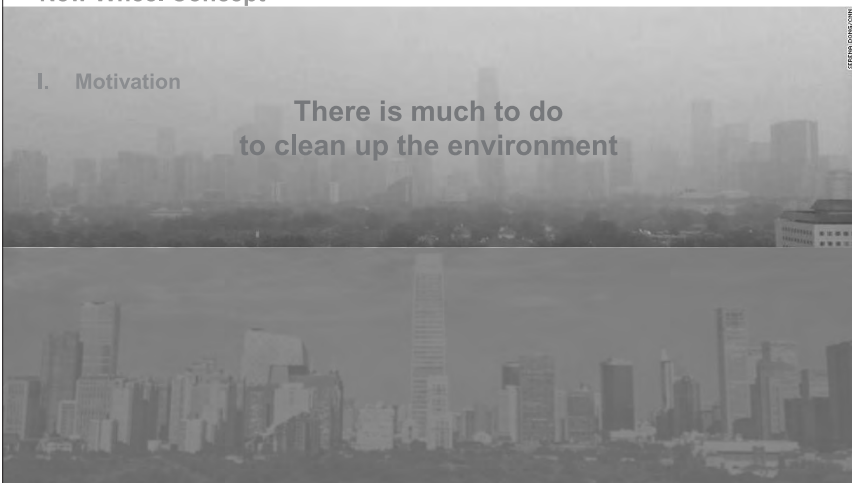


**Ein neues Rad-Brems-Konzept
im Kontext der Mobilitätstrends
Innovative Bremstechnik, Hannover**

New Wheel Concept

I. Motivation

**There is much to do
to clean up the environment**



New Wheel Concept

Is that how we move tomorrow??



New Wheel Concept

I. Motivation

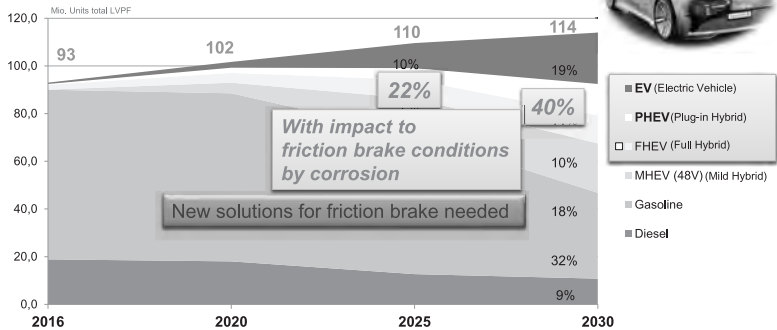


EV
are coming

Electrification of individual mobility

New Wheel Concept

I. Motivation



New Wheel Concept

I. Motivation / Task

- Less braking with friction brake on EV affects ...



Statement:
Anekdote aus dem Feld:

Prof. einer bekannte Uni → Neuer Hybrid im Nov. '16 März '17 → 15.000 km → Alle Scheibe völlig verrostet!!

New Wheel Concept

III. Solution

Therefore: We need new Approaches / Solutions

→ For Rear Axle → „Renaissance“ of the Drum Brake → is coming
→ For Front Axle?

EV → Tall & Narrow for efficiency
→ New Wheel (FA + (RA))



New Wheel Concept

III. Solution

Cars will be influenced by comprehensive changes

But ! The „State of the Art“ → Full stop @ ~1g will stay

→ Friction brake will get new challenges



III. Solution / Summary / Requirements

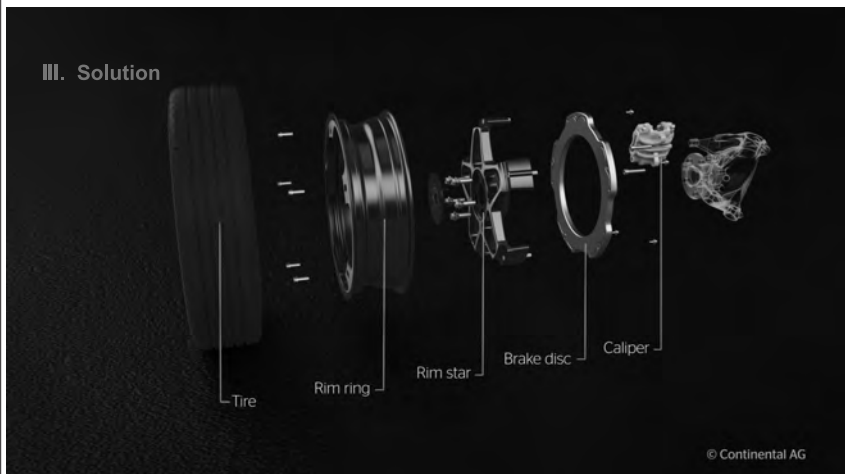
Innovative brake solution for electric driven vehicles

- high efficiency
- low weight
- corrosion free
- permanent availability



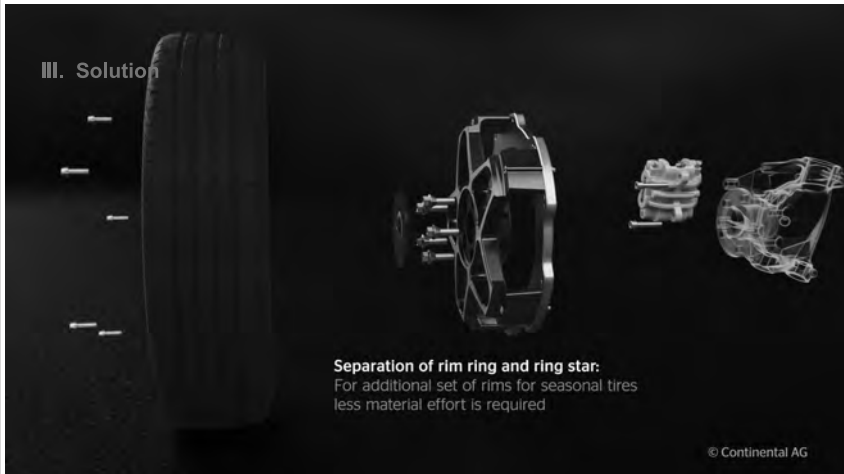
New Wheel Concept

III. Solution



New Wheel Concept

III. Solution



New Wheel Concept



III. Solution



New Wheel Concept

III. Solution

Aluminum brake disc
eliminates rust and provides
constant high brake performance



© Continental AG

New Wheel Concept

III. Solution

Larger friction radius
allows for downsizing of caliper,
therefore saving weight and resources



© Continental AG

New Wheel Concept



New Wheel Concept



New Wheel Concept

Design Variant Overview // Motivation / Focus

Divided - Rim - Design

Single - Rim - Design

privately owned

Fled application

Summer Winter Tire

All Season Tire / Specialized Service



Tire
Rim ring
Rim star
Brake disc
Fixed type caliper



Tire
Central nut
One piece rim
Brake disc
Fist caliper

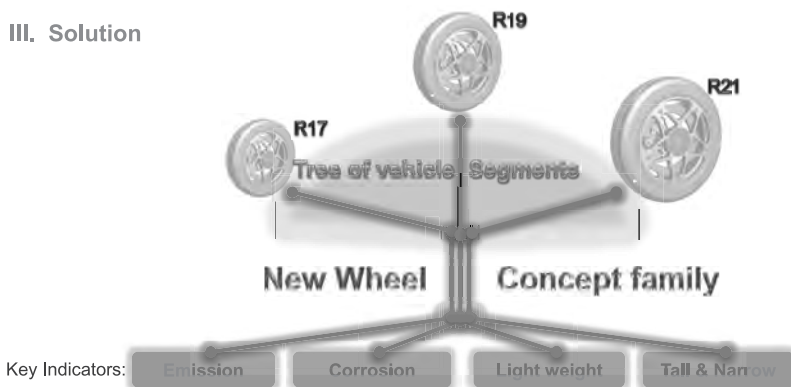
New Wheel Concept

Single - Rim - Design



New Wheel Concept family

III. Solution



New Wheel Concept Winter Test in Arvidsjaur - Sweden

Classical & Safety Division
Advanced Technology
Information

June 2017
Driver & Brake Systems © Continental AG

Next steps:

Mass production process for
AI brake disc

Further innovation steps
on rim concept for new wheel

Discussions & Analyses on
performance requirements



Efficient Driving
Safe Braking

The New Wheel Concept
from Continental

SensePlanAct
Chassis & Safety

Continental

Safe and Dynamic Driving
towards Vision Zero

Innovative Bremskonzepte – Das RABBIT-Projekt

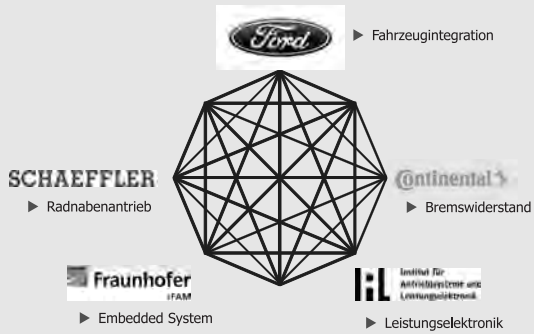
Thomas Heiduczek,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Agenda

- 1 Einführung**
- 2 Motivation**
- 3 Das RABBIT-Projekt**
 - 3.1 Konzept
 - 3.2 Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen
 - 3.3 Elektro-thermische Rekuperation
- 4 Zusammenfassung und Ausblick**

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Projektpartner Konsortium



Schaeffler Technologies AG & Co. KG
 Fraunhofer-Institut für Fertigungstechnik und Angewandte Materialforschung IFAM
 Continental Automotive GmbH
 Ford Forschungszentrum Aachen GmbH
 Institut für Antriebssysteme und Leistungselektronik (IAL) an der Leibniz Universität Hannover

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Agenda

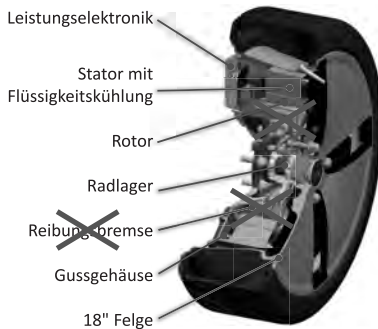
- 1 Einführung**
- 2 Motivation**
- 3 Das RABBIT-Projekt**
 - 3.1 Konzept
 - 3.2 Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen
 - 3.3 Elektro-thermische Rekuperation
- 4 Zusammenfassung und Ausblick**

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Motivation

Vorzüge von Radnabenantriebe**Elektrische Radnabenantriebe benötigen keine mechanische Bremse**

- Ausreichendes Spitzendrehmoment (an der Hinterachse) für alle Bremsbedingungen, auch Vollbremsung
- Einzelner Radnabenantrieb kann sicherheitsrelevante Bremsanlage ersetzen (inkl. ABS, ESP)
- Entfernen einer mechanischen Bremse bringt technische und ökonomische Vorteile

Schaeffler E-Wheel Drive

Quelle: Schaeffler

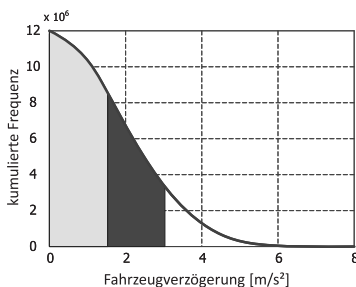
Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schmiermittelentlastung.

Motivation

Ungenutztes Potenzial bei der Energie-Rekuperation

- BEVs und PHEVs rekuperieren beim Bremsen, indem der Antrieb in den Generator-Modus schaltet
- Gewöhnlich wirken bis zu 0.15g Abbremskraft bei rekuperativem Bremsen (trifft bei rund 60% aller Bremsprozesse zu)
- Die "Brems-Komfort-Zone" beim Abbremsen beträgt bis zu 0.3g und trifft bei rund 85% aller Bremsvorgänge zu

Ungenutztes Rekuperations-Potenzial bei circa 25% aller Bremsprozesse



Quelle: Heißing, Bernd; Ersoy, Metin; Gies, Stefan (Hrsg.): „Fahrwerkhandbuch – Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechanik, Perspektiven“, 3. Auflage, 2011, Vieweg+Teubner Verlag, S.178

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schmiermittelentlastung.

Motivation

Kundenvorteile

Das Entfernen einer mechanischen Bremse führt zu:

- ▶ **Kostenreduktion**
- ▶ **Gewichts- und Raumeinsparungen** (auch in der Fahrzeuginfrastruktur)
- ▶ **Wartungsfreiem Betrieb**
- ▶ **Vermeiden von Feinstaub** durch Abrasion



**Radscheibenbremse
bei Fraunhofer**
(Quelle: Fraunhofer IFAM)



Bremsen von Protean
(Quelle: Protean Electric)



**Trommelbremse
bei Schaeffler**
(Quelle: Schaeffler)

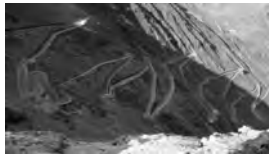
Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Motivation

Herausforderungen

Zentrale Herausforderungen für voll-rekuperatives Bremsen:

- ▶ Abführen der Bremsenergie in **allen Betriebszuständen**, z.B.
 - ▷ Volle/leere, kalte/warme Batterie
 - ▷ Lange Bergabfahrten
- ▶ Erreichen der **gesetzlichen, kundenspezifischen und OEM-Anforderungen**
 - ▷ Keine Zunahme des Bremswegs
 - ▷ Keine Einschränkungen bezüglich Bremsverfügbarkeit



Lange Bergabfahrten
(Quelle: Wikipedia)



Notbremsung
(Quelle: auto-motor-sport.de)

**Heutige elektrische state-of-the-art
Antriebsstränge, z.B. Elektromotor plus Batterie,
genügen diesen Anforderungen nicht!**

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Agenda

1 Einführung

2 Motivation

3 Das RABBIT-Projekt

3.1 Konzept

3.2 Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen

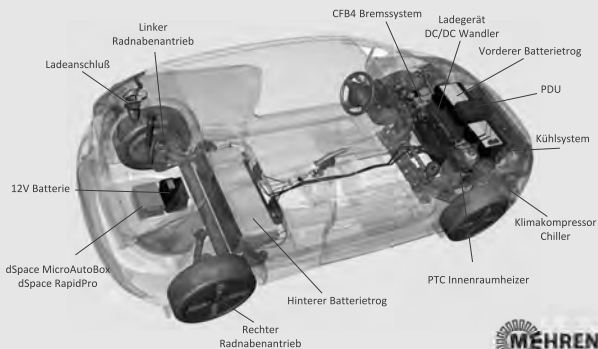
3.3 Elektro-thermische Rekuperation

4 Zusammenfassung und Ausblick

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Das RABBIT-Projekt - Konzept

RABBIT Demonstrator (basierend auf MEHREN)



Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

MEHREN-Demonstrationsfahrzeug basierend auf einem Ford FIESTA
 $(v_{\max} = 130 \text{ km/h}, m_{\text{laden,max}} = 1.700 \text{ kg}, 18.8 \text{ kWh Batteriesystem})$

Das RABBIT-Projekt - Konzept

Regeneratives Bremsen (I)

- ▶ Aktuell ist regeneratives Bremsen durch Einschränkungen im Batteriesystem auf maximal 0.15g begrenzt
- ▶ Beispiel (RABBIT-Demonstrator)
 - ▷ 50 kW elektrische Leistung an der Hinterachse beim rekuperativem Bremsen (ungefähr 0.2g)
 - ▷ ca. 3 C resultierende Laderate
- ▶ Bremsmanöver von 1.2g führen zu einer max. elektrischen Rekuperations-Leistung von rund 200 kW an der Hinterachse
- ▶ Batterieladerate in jedem Fall limitiert auf 10 C, SOC und SOH

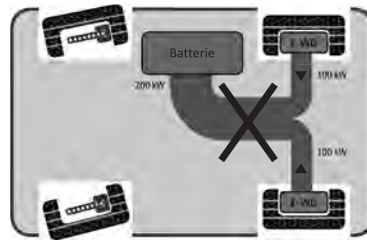


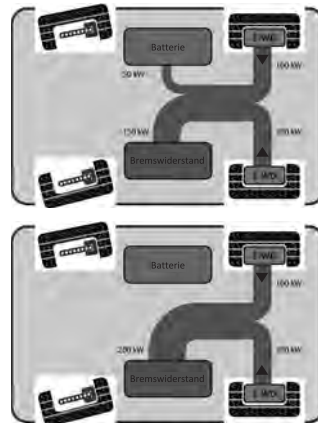
Bild: Energiefluss während rekuperativem Bremsen

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsverletzung

Das RABBIT-Projekt - Konzept

Regeneratives Bremsen (II)

- ▶ Redundantes Konzept: Einbau eines Bremswiderstands als alternative Energiesenke zum Batteriesystem
- ▶ Aufladen der Batterie mit optimaler Laderate in deren sog. "Komfort-Zone" (siehe oberes Bild)
- ▶ Höhere elektrische Rekuperationsenergie wird durch Bremswiderstand ins Kühlsystem abgeleitet (siehe unteres Bild), dort Verwendung als Innenraumheizung
- ▶ Erhöhung der EV-Reichweite durch elektrothermische Rekuperation, v.a. im Winter



Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsverletzung

Das RABBIT-Projekt - Konzept

Zielsetzung RABBIT

Die RABBIT-Zielsetzung beinhaltet die Entwicklung eines **E-Wheel Drives ohne mechanische Bremse und mit alternativer Energiesenke, die zusammen**

- ... **gesetzliche** wie auch **kundenspezifische OEM-Anforderungen erfüllen**, v.a. bezüglich Fehlertoleranz (Verfügbarkeit) und funktionaler Sicherheit
- ... die **simultane und komplette Rekuperation (elektrisch & elektro-thermisch)** der Bremsenergie erlauben (Reichweitenerweiterung v.a. im Winter)
- ... das Potenzial eines **kostengünstigeren und kompakteren Gesamtsystem** aufweisen.

»Mission Rekuperation 2.0«

Der RABBIT-Beitrag für zukünftige Elektrofahrzeuge

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Agenda**1 Einführung****2 Motivation****3 Das RABBIT-Projekt**

3.1 Konzept

3.2 Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen

3.3 Elektro-thermische Rekuperation

4 Zusammenfassung und Ausblick

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Das RABBIT-Projekt - Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen

Bremstests



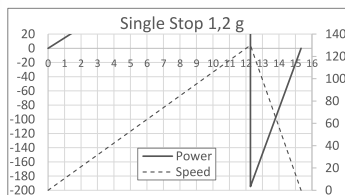
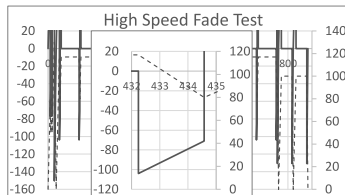
Auswertung von Bremstests zur Ableitung von Anforderungen für den elektrischen Antriebsstrang:

- ▶ 1.2g Single Stop
- ▶ AMS Test
- ▶ High Speed Fade Test
- ▶ Großglockner-Abfahrt

Um die gesetzlichen und OEM-Anforderungen zu erfüllen, benötigt jeder E-Wheel Drive:

- 850 Nm Spitzenmoment
- 100 kW Spitzenleistung

200 kW regenerative Spitzenleistung

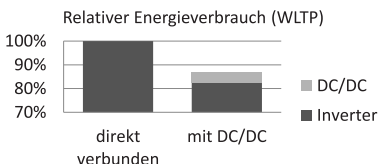


Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

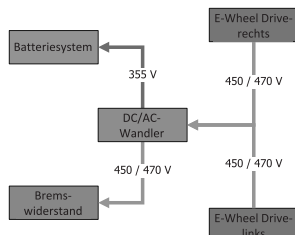
Das RABBIT-Projekt - Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen

Anforderungen: HV-Architektur mit Bremswiderstand

- ▶ DC/DC-Wandler regelt die Energieverteilung zwischen Radnabenantrieben, Batteriesystem und Bremswiderstand
- ▶ Anforderungen an den Bremswiderstand durch Bremstests und Use Cases definiert
 - ▷ Sichere Energieableitung durch Umwandlung von elektrischer in thermische Energie
 - ▷ Heizen des Innenraums durch Weitergabe thermischer Energie in die Raumluft
- ▶ Resultierende Leistungsanforderungen an den Bremswiderstand
 - ▷ 7 kW Dauerleistung
 - ▷ 200 kW Spitzenleistung



Quelle: T. Krone et. al., „Optimized Design of the Electric Power Train for Wheel Hub Drive Systems Without Friction Brakes“, EPE 2017, Sep. 2017

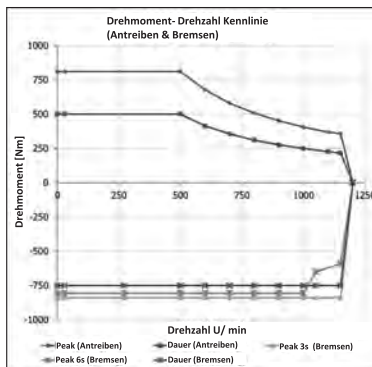


Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Das RABBIT-Projekt - Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen

Anforderungen: Radnabenantriebe

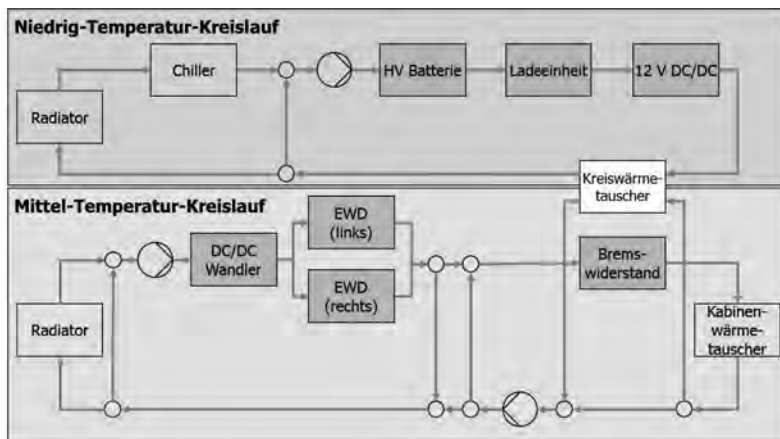
- Drehmoments- und Geschwindigkeits-Kennlinien müssen folgende Anforderungen erfüllen, z.B.
 - ▷ **Fahren:** Adäquate Beschleunigung und Steigfähigkeit für ein Auto aus dem B-Segment
 - ▷ **Bremsen:** Konstantes Bremsmoment im gesamten Geschwindigkeitsspektrum
- Batterieunabhängige Nennspannung (SOC, Temperatur) zur Raumeinsparung und Sicherung eines Dauermoments im gesamten
 - ▷ Fahr-Modus: 450 V
 - ▷ Brems-Modus: 470 V



Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung

Das RABBIT-Projekt - Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen

Anforderungen: Thermische Architektur



Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung

Agenda

1 Einführung

2 Motivation

3 Das RABBIT-Projekt

3.1 Konzept

3.2 Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen

3.3 Elektro-thermische Rekuperation

4 Zusammenfassung und Ausblick

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung

Das RABBIT-Projekt - Elektro-thermische Rekuperation

"Potenzial zur Reichweitenerhöhung" (I)

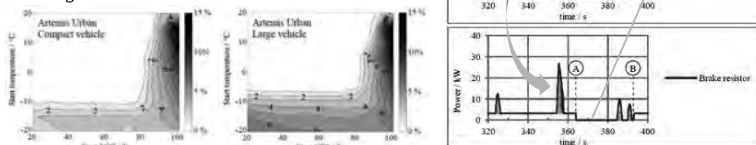
- **Elektrische Rekuperation:** Laderate der Batterie im Winter begrenzt

Verwendung der "Gratishitze"

- **Elektro-thermische Rekuperation:** Bremswiderstand rekuperiert Bremsverlustenergie als Hitze

Abschaltung des Elektroheizers

- Intelligentes Regelungssystem und thermische Systemträgheit für energieeffizientes Heizen eingesetzt

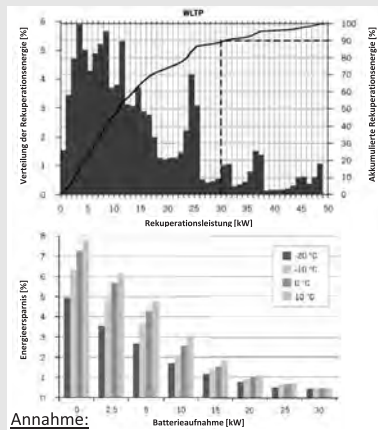


Quelle: J.Lieb et. al., 'Potential of an electric brake resistor to increase the efficiency of electric vehicles', EVS27 Barcelona November 17-20 2013

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung

Das RABBIT-Projekt - Elektro-thermische Rekuperation

"Potenzial zur Reichweitenerhöhung" (II)



Annahme:

Referenz-Elektrofahrzeug benutzt bereits
Rekuperationsenergie für Verbraucher, z.B. Heizer
→ ETR Potential zusätzlich verfügbar



Elektro-thermischer Rekuperator (ETR)
Verwendung der überschüssigen
Bremsenergie zum Heizen erhöht die
Reichweite

Quelle: ATZ 01/2015

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schatzrechtsverletzung.

Agenda

1 Einführung

2 Motivation

3 Das RABBIT-Projekt

3.1 Konzept

3.2 Randbedingungen für vollumfassendes rekuperatives Bremsen

3.3 Elektro-thermische Rekuperation

4 Zusammenfassung und Ausblick

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schatzrechtsverletzung.

Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung**RABBIT ermöglicht...**

- ▶ ... zum ersten Mal die Substitution einer mechanischen Reibbremse durch ein elektrisches System an der Hinterachse
- ▶ ... die zuverlässige Bereitstellung eines Bremsmoments durch einen **fehlertoleranten E-Wheel-Drive mit einer alternativen Energiesenke**
- ▶ ... die Reichweitenerweiterung durch **elektro-thermische Rekuperation**
- ▶ ... Testss **verschiedener Betriebsszenarien** mit einem Demonstrationsfahrzeug, um die **Aspekte Sicherheit und Kundenakzeptanz** (Passagierkomfort / Handling-Qualität) zu untersuchen und zu beurteilen
- ▶ ... die **effiziente Implementierung wichtiger Forschungserkenntnisse aus den früheren Projekten MEHREN, EFA 2014/2 und FuSy** in einem kompetenten Konsortium

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

Zusammenfassung und Ausblick

Kontakt**Dipl.-Ing. (FH) Thomas Heiduczek**

Corporate Innovation ST/HZA-IXP
RABBIT-Projektleiter | Teilvorhaben Schaeffler

Telefon: + 49 9132-82-85088

Email: thomas.heiduczek@schaeffler.com

Internetauftritt des RABBIT-Projekts

www.projekt-rabbit.de
info@projekt-rabbit.de

Alle Rechte vorbehalten für Schaeffler Technologies AG & Co. KG, insbesondere für den Fall einer Schutzrechtsanmeldung.

E-Antriebe und Rekuperation

Zu- oder abnehmende Anforderungen an die Radbremse?

Dr.-Ing. **K. Bode**, Dr.-Ing. **M. Tiedemann**, AUDI AG, Ingolstadt

Kurzfassung

Der aktuelle Umbruch in der Automobilindustrie, hin zu elektrischem und autonomem Fahren, suggeriert, dass Entwicklungsaufwendungen praktisch ausschließlich in diesen dominanten Technologiefeldern von Bedeutung sind. Tatsächlich erfordern auch die klassischen mechanischen Systeme zukünftig eine Weiterentwicklung und Optimierung. Dies ist erst recht der Fall, wenn diese in Wechselwirkung mit neuen Konzepten und Funktionen stehen. In diesem Artikel wird dargestellt, in welcher Weise sich Anforderungen an Radbremsen verändern. Ausgehend von einer Analyse der Lastkollektive und den besonderen akustischen Anforderungen in E-Fahrzeugen werden dabei Implikationen auf Komponentenebene, Prüfverfahren und den Entwicklungsprozess selbst aufgezeigt.

Abstract

The current transition in automotive industry towards electric and autonomous driving appears to imply that future development efforts are only required in these prominent technological fields. However, also classical mechanical components call for further development and refinement, especially in those cases, where they directly interact with new concepts and functions. This article discusses changing requirements with respect to wheel brakes. Beginning with an analysis of changing load spectra and specific acoustic requirements in electric vehicles, implications on the subcomponent level, test procedures and the development process itself are outlined.

1. Einleitung

Ganz gleich ob man Beiträgen in Fachzeitschriften, Podiumsdiskussionen oder der allgemeinen Presse folgt: die Megatrends in der Automobilindustrie für die kommenden Dekaden scheinen mit Begriffen wie „Digitalisierung“, „Elektrifizierung“ und „Autonomes Fahren“ gesetzt. Diese zweifelsfrei dominanten Treiber erwecken den Anschein, dass Investitionen in innovative Technik ausschließlich in den Bereichen Elektrotechnik, IT und Software von Bedeutung sind.

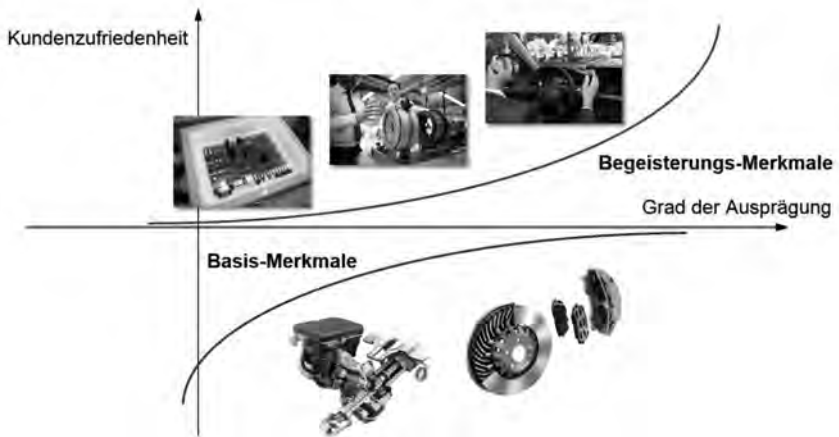


Bild 1: Aktuelle automobiler Megatrends (Digitalisierung, Elektrifizierung, Autonomes Fahren) und klassische Fahrwerkskomponenten im Kano-Modell der Kundenzufriedenheit

Eine differenzierte Auseinandersetzung mit Modellen zur Kundenzufriedenheit offenbart jedoch, dass sich ein ganzheitlich gutes Produkt nicht alleine durch die Erfüllung neuester Trends schaffen lässt. Bild 1 zeigt schematisch das Kano-Modell [1, S.46f], welches das Zusammenwirken verschiedener Merkmale (hier dargestellt: sog. Basis- und Begeisterungs-Merkmale) in Bezug auf die Kundenzufriedenheit zeigt. Technische Funktionen zu den o.g. Megatrends werden dabei in den kommenden 10 bis 15 Jahren vor allem als Begeisterungs-Merkmale auf die Kundenzufriedenheit einzahlen, z. B. in Form von innovativen Connectivity-Diensten, speziellen E-Antriebs- und Betriebsstrategiekonzepten oder ersten autonomen Level-3-Funktionen im Markt. Demgegenüber stehen im Kano-Modell die Basis-Merkmale, also Grundfunktionalitäten, die ein Kunde fest voraussetzt und die bei Nichterfüllung zu Unzufriedenheit führen. Die skizzierten Kurvenverläufe verdeutlichen, dass Nachteile infolge einer nicht ausreichenden Erfüllung der Basis-Merkmale vermeintliche Vorteile aus den Begeisterungsmerkmalen mehr als aufwiegen können. Als Konsequenz entsteht ein aus Kundensicht nicht zufriedenstellendes Produkt, obwohl u.U. erheblich in innovative Funktionen entsprechend der aktuellsten Trends investiert wurde.

Basis-Merkmale im Automobil sind aus heutiger Sicht vor allem mechanisch dominierte Systeme, zu denen klassischerweise die meisten Hardware-Komponenten des Fahrwerks zählen. Überträgt man die Erkenntnisse des Kano-Modells auf Radbremsen im Kontext der Elektrifizierung so wird klar, dass eine genaue Analyse der sich verändernden

Randbedingungen von hoher Bedeutung ist, damit Grundfunktionen auch in Zukunft optimal bedient werden können. Hieran schließt sich auch die Frage an, welche Implikationen sich auf Subkomponentenebene sowie auf den Entwicklungsprozess selbst ergeben.

2. Randbedingungen für Radbremsen in E-Fahrzeugen

Fahrzeuge mit E-Triebstrang bieten die Möglichkeit, generatorisch zu bremsen und hierdurch kinetische Energie zurückzugewinnen. Fahrzeugkonzept und Anzahl der verbauten Motoren definieren, ob dies über beide Achsen oder nur über eine möglich ist. Da alle E-Motoren denselben physikalischen Grenzen unterliegen, ergeben sich konzept- und herstellerübergreifend identische Randbedingungen für die Rekuperation. Bild 2 verdeutlicht diese anhand einer typischen E-Maschinen-Kennlinie, wie sie z. B. in [2, S. 18 ff] diskutiert wird.

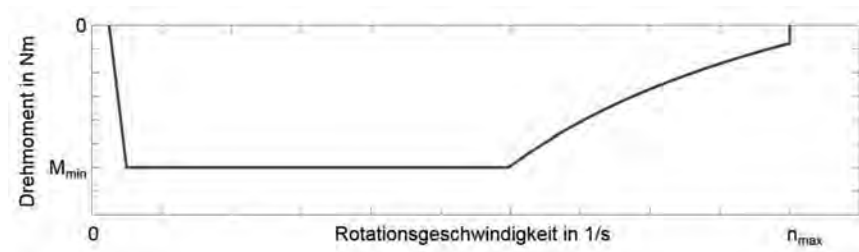


Bild 2: Typische Kennlinie einer E-Maschine im generatorischen Betrieb (schematisch)

In einem breiten Geschwindigkeitsbereich von ca. 10 bis 130 km/h wird generatorisches Bremsen durch die Momentenbegrenzung des E-Triebstranges limitiert. In diesem Bereich ist Rekuperation bis zu einer Maximalverzögerung unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit möglich. Zu höheren Geschwindigkeiten nimmt das elektrisch stellbare Bremsmoment infolge der Leistungsbegrenzung der elektrischen Komponenten ab. Für sehr kleine Geschwindigkeiten nahe Null übersteigen Verluste im E-Triebstrang die generierbare Leistung. Der E-Maschine muss hier Energie zugeführt werden, um negative Momente stellen zu können. Aus Gründen der Reichweite wird hiervon in der Praxis meist Abstand genommen. Zu beachten ist, dass auch Aspekte der Fahrstabilität limitierend für generatorisches Bremsen sein können, etwa bei Fahrzeugen mit reinem Hinterachsantrieb.

Eine Betriebsstrategie mit hohen Anteilen regenerativer Verzögerung bringt die Konsequenz mit sich, dass auf die Radbremsen weniger zugegriffen wird – sowohl in Form der Anzahl an Bremsapplikationen je Kilometer, als auch in Gestalt der umgesetzten Energie pro Bremsung. Für eine Quantifizierung dieser Aspekte wurde ein Dauerlauf mit einem Plugin-Hybrid-

Fahrzeug (PHEV) durchgeführt, das softwarebasiert die Möglichkeit bot, die Rekuperation auszuschalten. Auf diese Weise konnte eine fünfstellige Anzahl an gefahrenen Kilometern mit Rekuperation derselben Distanz mit demselben Fahrzeug ohne Rekuperation gegenübergestellt werden. Gefahren wurde dabei in einem kundentypischen Profil, das von Überland- und Stadtanteilen mit Verzögerungen unterhalb von 2 m/s^2 dominiert wurde.

In Form vergleichender Histogrammen zeigt Bild 3 die wesentlichen Betriebsgrößen auf Radbremsen-Ebene, die sich hierbei einstellen. Zusammenfassend lässt sich daraus für die Situation mit vs. ohne Rekuperation Folgendes ableiten:

- Das mittlere Druckniveau reduziert sich um $\geq 30\%$.
- Die mittlere Reibleistung nimmt um $\geq 40\%$ ab.
- Das Temperaturniveau in den Bremsen sinkt um $\geq 35\%$.

Eine ausführliche Darstellung der Studien findet sich weiterhin in [3]. Die deutlich zweistelligen Prozentwerte implizieren unmittelbar, dass E-Fahrzeug-Spezifika bei der Komponentendefinition für Radbremsen Berücksichtigung finden sollten. Dennoch ist der geringere Leistungsumsatz nicht die einzige Unterscheidung zu konventionellen Fahrzeugen. Weiterhin typisch für E-Fahrzeuge sind die deutlich reduzierte Geräuschkulisse des Antriebs, die den Fahrer auf jedwede Art von Geräuschen sensibilisiert, und die radikale Forderung nach maximaler Reichweite, die auf Komponentenebene strengste Anforderungen an die Reduktion unerwünschter Fahrwiderstände stellt.

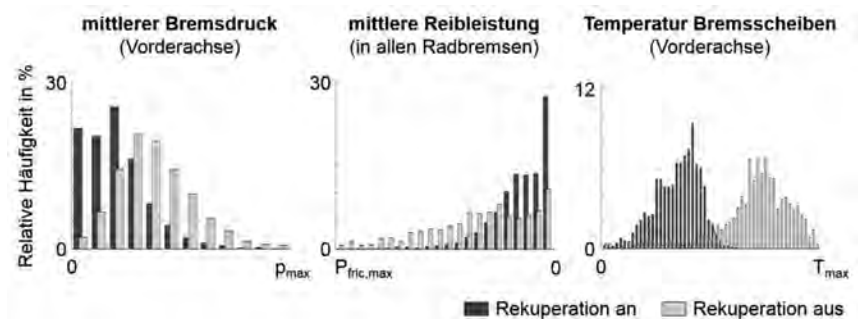


Bild 3: Betriebsgrößen auf Radbremsen-Ebene in einem kundenorientierten Dauerlauf bei eingeschalteter vs. ausgeschalteter Rekuperation

3. Zentrale Handlungsfelder zukünftiger Entwicklungsaktivitäten

Die o.g. Randbedingungen generieren zahlreiche neue Anforderungen, die zukünftig in den Vordergrund der Bremsenentwicklung treten. Die nachfolgenden Abschnitte widmen sich den drei aus Sicht der Autoren dominierenden Themenfeldern.

3.1 Korrosionsvermeidung

Die oben aufgezeigte Reduktion von Bremsdrücken und Energieeinträgen führt dazu, dass es zu einem Korrosionsaufbau unter nassen und/oder winterlichen Bedingungen kommen kann, da der Selbstreinigungseffekt der Radbremse nicht mehr bei allen Kundenprofilen sichergestellt werden kann. Infolgedessen kann es zunächst zu optischen Makeln und, in einem fortgeschrittenen Stadium, zu reduzierter Bremsperformance kommen.

E-Fahrzeuge stellen daher besondere Anforderungen an die Materialauswahl der Reibpaarung (z.B. abrasive Beläge auf Graugruss oder Reibpaarungen mit beschichteten Scheiben) oder die Entwicklung von Funktionen, die trotz Rekuperation ein effektives „Putzen“ der Scheiben bewirken.

3.2 Restbremsmomente

Unerwünschter Kontakt zwischen Scheibe und Belägen im ungebremsten Zustand erzeugt ein fahrzeugverzögerndes Moment, das sog. Restbremsmoment, das die Fahrwiderstände des Fahrzeugs erhöht. Die Reduktion von Restbremsmomenten ist ein wichtiger Beitrag zur Effizienzsteigerung von E-Fahrzeugen. Technische Voraussetzungen für diese Optimierung sind ein konstantes Lüftspiel, optimierte Lüftspielfasen und Dichtringe sowie Belagführungskonzepte mit aktiver Rückstellung. Diese Maßnahmen sind unter der Prämisse eines weiterhin „sportlichen“ Bremspedalgefühls umzusetzen.

Als Entwicklungswerkzeuge dienen Schwungmassen-Bremsenprüfstände mit entsprechender Spezialmesstechnik, die eine sehr hohe Auflösung des Restbremsmoments mit hoher Genauigkeit ermöglicht. Als Bewertungsgrundlage werden üblicherweise die bekannten Homologationszyklen herangezogen, da diese gut im Einklang mit Kundenprofilen stehen.

3.3 Geräusche und Schwingungen

Aufgrund der reduzierten Geräuschkulisse in E-Fahrzeugen ist eine hohe akustische Robustheit der Radbremsen unerlässlich. Eine vollständige Vermeidung von Geräuschen in Reibungsbremsen ist jedoch physikalisch bedingt weiterhin herausfordernd. Dies erzeugt eine anspruchsvolle Situation speziell für Fahrzeuge, die in jederlei Hinsicht Premium-Ansprüchen zu genügen haben. Entscheidend wird schon in der frühen Phase die Auswahl eines u. a. bzgl.

Anlagebedingungen robusten Bremssattel-Konzepts, das sicherstellt, dass die Beläge auch bereits bei sehr geringen Umfangskräften (Blending- bzw. Rekuperationsregime) definiert geführt und positioniert sind. Schon in dieser Phase spielt auch die virtuelle Entwicklung eine wichtige Rolle, also der Einsatz neuester CAE-Methoden, um reiberregte Schwingungen vor Verfügbarkeit erster Hardware erkennen, verstehen und unterbinden zu können.

4. Auswirkungen auf den Entwicklungsprozess und Freigabeprüfungen

4.1 Auslegung und Komponentendefinition

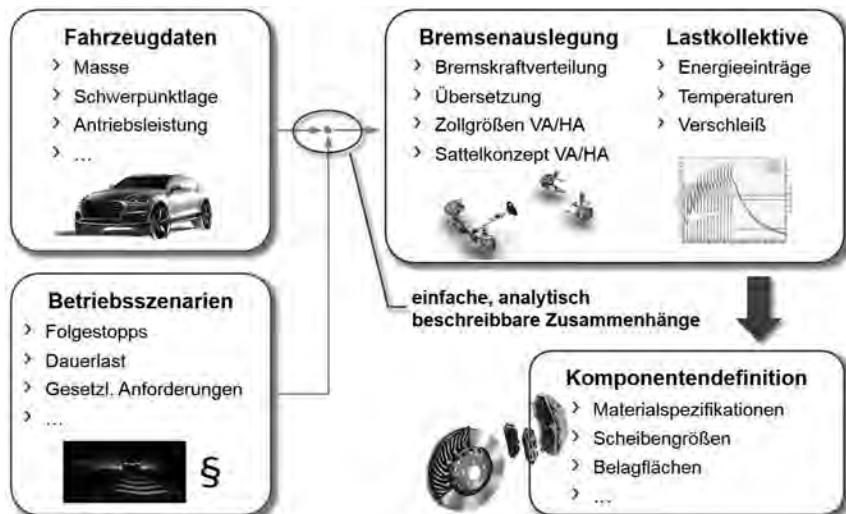
Die Bremsenauslegung für konventionelle Fahrzeuge hängt i.W. von klassischen mechanischen Parametern ab (Schwerpunktlage, Fahrzeugmasse, Antriebsleistung, Reifengröße und Radstand). Im Rahmen der Auslegungsrechnung werden diese Daten in üblicherweise analytische Funktionen eingesetzt, die typische Eingangsgrößen und Fahrzenarien nachbilden. Hierzu zählen u. a.:

- Gesetzliche Vorgaben, z. B. Ausfall Verstärkung und erreichbare Mindestverzögerung
- Folgestopps und sich hierbei einstellender thermischer Haushalt
- Dauerlast (Bergabfahrt) und sich hierbei einstellender thermischer Haushalt

Ergebnis dieser Rechnungen sind Eckdaten zur Auslegung (Bremskraftverteilung, Übersetzung, Zollgrößen vorne und hinten etc.) sowie – ggf. auf Basis weiterer analytischer Funktionen – die Lastkollektive auf der Ebene des einzelnen Rades (Leistungsumsatz, Temperaturen etc.). Aus diesen lassen sich notwendige Belagflächen, Scheibengrößen und Materialanforderungen ableiten. Bild 4a verdeutlicht diesen Ablauf schematisch.

In Fahrzeugen mit E-Antrieb ist die Situation ungleich komplexer. Da das generatorische Bremsen unmittelbar Einfluss auf die Lastkollektive der Radbremse hat, sind für die meisten Fahrzenarien keine Aussagen mehr zu Leistungsumsatz, Temperaturen etc. auf Radbremsen-Ebene möglich, ohne dass die Fahrzeug-Betriebsstrategie (u. a. Rekuperation, Kriechen) im Detail berücksichtigt wird. Da hochvernetzte Funktionen wie die Bremsrekuperation im Fahrzeug i. d. R. erst spät im Entwicklungsprozess verfügbar sind, steigt die Bedeutung von virtueller Entwicklung in der frühen Projektphase. Bild 4b zeigt schematisch, wie eine virtuelle Darstellung der Fahrzeug-Betriebsstrategie in Gesamtfahrzeugsimulationen integriert werden muss, damit die veränderten Lastkollektive auf Bremsenebene korrekt vorhergesagt werden können. Nur mit einem solchen Vorgehen ist eine zielgerichtete Komponentendefinition für E-Fahrzeuge möglich.

a)



b)

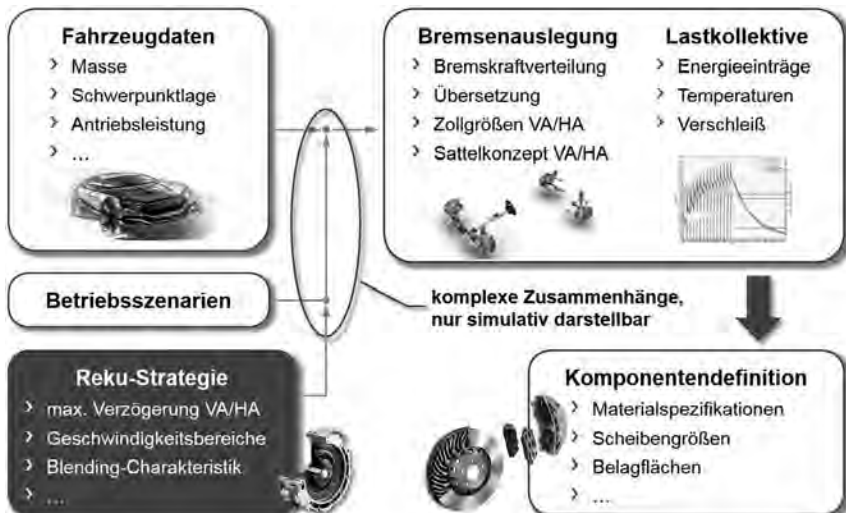


Bild 4: Schematische Darstellung des Vorgehens zur Bremsenauslegung für
a) konventionelle Fahrzeuge und b) E-Fahrzeuge

4.2 Prüfspezifikationen

Bremsenprüfungen, speziell auf Schwungmassen-Bremsenprüfständen, lassen sich grob in zwei Kategorien einteilen: Prüfungen zur Darstellung des späteren Kundenbetriebs und Prüfungen für die Absicherung von Überlast- und „Misuse“-Fällen. Letzteren sind dabei insbesondere Tests bei thermischer Hochlast (z.B. „Fading“) und mechanischer Überbeanspruchung (z.B. Scheiben-Rissbildung) zuzuordnen.

In Bezug auf E-Fahrzeuge sollte diese Zweiteilung grundsätzlich bestehen bleiben. Trotz der im Mittel geringeren Belastung der Radbremsen infolge des generatorischen Bremsens ist es nicht empfehlenswert, Prüfungen im Hochlastbereich anzupassen. Zum einen ist die Bremsrekuperation, solange keine Redundanzen vorgesehen werden, nicht hochverfügbar, sodass der potentiell kritischste Fall stets der ohne generatorisches Bremsen ist. Zum anderen unterliegt die Rekuperation physikalischen Grenzen, die bei Folgestopps mit hoher Verzögerung aus hohen Geschwindigkeiten, wie sie etwa bei typischen Tests zur Scheiben-Rissbildung durchgeführt werden, ohnehin überschritten werden.

Für Prüfungen, die einer Darstellung des späteren Kundenbetriebs dienen, ist eine E-Fahrzeug-spezifische Anpassung bestehender Spezifikationen hingegen unumgänglich. Etliche Tests, etwa zahlreiche Blöcke der Reibwertcharakterisierung „AK Master“ [4] oder des Bremsgeräuschtests nach SAE J2521 [5], nutzen als Startkriterium für eine Bremsung eine festgelegte Scheibentemperatur (nach Abkühlung aus vorangegangener Bremsung). Wird diese zu hoch angesetzt, weil Systemtemperaturen infolge der Rekuperation deutlich niedriger ausfallen als dies etwa in einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor der Fall wäre, so fährt das Testkollektiv praktisch am späteren Kunden vorbei. Die eigentliche Skalierung, also das einzustellende Temperaturniveau in Bezug auf das Temperaturniveau für ein Fahrzeug ohne Rekuperation, ist dabei von der Fahrzeug-Betriebsstrategie abhängig und somit projektspezifisch.

In gleicher Weise kann es erforderlich sein, auch die Bremsdrücke aus etablierten Prüfspezifikationen abzusenken, um ein Kollektiv von Bremsungen an die Bedingungen in E-Fahrzeugen anzupassen. Verallgemeinernd wird vorgeschlagen, den Eingangsparameter für eine Bremsung i in einem Testkollektiv für ein E-Fahrzeug wie folgt aus einer bestehenden Prüfspezifikation abzuleiten:

$$p_{EV}^i = p_{EV}^{min} + (p_{EV}^{max} - p_{EV}^{min}) \frac{p_{Std}^i - p_{Std}^{min}}{p_{Std}^{max} - p_{Std}^{min}}$$

Darin bedeuten:

P_{EV}^i :	Parameter der Bremsung i im E-Fahrzeug-spezifischen Kollektiv
p_{EV}^{min} :	minimaler Parameterwert im E-Fahrzeug-spezifischen Kollektiv
p_{EV}^{max} :	maximaler Parameterwert im E-Fahrzeug-spezifischen Kollektiv
P_{Std}^i :	Parameter der Bremsung i im Standard-Kollektiv
p_{Std}^{min} :	minimaler Parameterwert im Standard-Kollektiv
p_{Std}^{max} :	maximaler Parameterwert im Standard-Kollektiv

Die Festlegung des minimalen und maximalen Parameterwertes erfolgt dabei idealerweise auf Basis vorangegangener Simulationen, in denen die Lastkollektive an der Radbremse im Zusammenspiel mit der Rekuperation ermittelt wurden. Dies unterstreicht einmal mehr die Notwendigkeit von virtueller Entwicklung in der frühen Projektphase, wie im vorangegangenen Abschnitt dargestellt – nicht nur zur Definition von Komponenten und deren Eigenschaften, sondern auch zur Festlegung der Parameterbereiche für deren Prüfung.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die obigen Ausführungen haben gezeigt, dass sich gerade in Phasen des Aufkommens und der Marktdurchdringung neuer Trends und Technologien ein ganzheitlich gutes Produkt nur erreichen lässt, wenn auch deren Basisanforderungen weiterhin hohe Aufmerksamkeit gewidmet wird. Dies gilt umso mehr für Grundfunktionalitäten, die mit neuen Funktionen in unmittelbarer Wechselwirkung stehen. Die Radbremse mit sich verändernden Lastkollektiven als Folge der Elektrifizierung des Fahrzeug-Antriebsstrangs ist ein Beispiel hierfür.

Die Untersuchungen der vorangegangenen Abschnitte haben gezeigt, dass sich die Anforderungen an Radbremsen in diesem Kontext nicht reduzieren. Vielmehr verschieben sich Entwicklungsschwerpunkte vor allem hin zu Themenfeldern, die in E-Fahrzeugen aufgrund der abnehmenden Energiedissipation über die Reibungsbremsen oder der reduzierten Fahrzeug-Geräuschkulisse in den Vordergrund treten. All diesen Themenfeldern ist gemeinsam, dass auch in Zukunft neue Methoden und innovative Technik in den Entwicklungsprozess und das spätere Produkt eingebracht werden müssen, um Anforderungen zukünftiger Fahrzeugarchitekturen bestmöglich bedienen zu können.

Schließlich bedarf die Bremsenentwicklung der Zukunft auch Investitionen im Bereich der virtuellen Entwicklung und der Prüfstandtechnik, um Baugruppen und Komponenten präzise definieren und zielgerichtet entsprechend des späteren Kundenkollektivs abprüfen zu können.

Literaturangaben

- [1] Jochem, R.: "Was kostet Qualität? – Wirtschaftlichkeit von Qualität ermitteln". München, Carl Hanser Verlag, 2010
- [2] Salcher, T.: „Optimierte Betriebsstrategie hybrider Antriebssysteme für den Serieneinsatz“. Technische Universität München, Dissertation, 2013
- [3] Bode, K., Tiedemann, M.: „Radbremsen in E-Fahrzeugen – Potenziale und Herausforderungen“. In: ATZ (2017), Nr. 6, S. 26-31
- [4] VDA 285-1: „Scheibenbremsbeläge – Qualitätssicherung“. 2001
- [5] SAE J2521 (J2521_201304): „Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Test Procedure“. 2013