



Reifen – Fahrwerk – Fahrbahn

im Spannungsfeld von Sicherheit und Umwelt

Aachen, 23 und 24. Mai 2022

Bildquelle: VDI Wissensforum GmbH

VDI-BERICHTE

Herausgeber:

VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.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 www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2022

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

E-ISBN 978-3-18-102398-3

ISBN 978-3-18-092398-7

► **Reifenantrieb**

Einfluss von Reifengröße und Fahrzeuggewicht auf Abriebrate und Laufleistung von PKW- Reifen1
J. Buschmeier, B. Oelze, Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover

Aufbau eines Prüfstands zur Messung von Reifen-Fahrbahn-Feinstaubemissionen auf realen Fahrbahnoberflächen15
S. Schläfle, F. Gauterin, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe;
R. Lallement, Mercedes-Benz AG, Sindelfingen

► **Fahrwerksentwicklung**

Investigation of the damage criticality of axle components of a four-link rear axle on the driving simulator.35
R. Schurmann, T. Kersten, G. Ungemach, Volkswagen AG, Wolfsburg;
N. Harendza, M. Martynkewicz, TRE GmbH, Neustadt a. d. Weinstraße;
B. Schick, M. Böhle, Hochschule Kempten, Kempten

Comfort experience with automated driving – How good do chassis systems have to be?59
K. Schuler, University of Applied Sciences Kempten;
S. Aydogdu, MdynamiX AG, Munich;
B. Schick, University of Applied Sciences Kempten

Fahrwerkskonzept für große Lastbereiche mit integrierter Hubfunktion.73
F. Weitz, M. Frey, F. Gauterin, Karlsruher Institut für Technologie

► **Innovative Reifenentwicklung**

Continuous Estimation of the Local Friction Value Potential based on Tyre Acoustic Data. . . .83
V. Yordanov, L. Eckstein, Institut für Kraftfahrzeuge (ika) - RWTH Aachen University

Untersuchung der Druckverteilung zwischen Reifenwulst und Felgenhorn unter statischen Lastzuständen97
M. Linden, L. Eckstein, Institut für Kraftfahrzeuge (ika), RWTH Aachen University;
M. Schlupek, R. Duning, Maxion Wheels, Königswinter

► Simulation im Versuch und Entwicklung

Hardware-in-the-Loop-Simulation mit erweiterten physikalischen Reifenmodellen zur virtuellen Erprobung von Steuergeräten 117

S. Bilgic Istoc, IPG Automotive GmbH, Frankfurt am Main;
M. Bäcker, F. Calabrese, A. Gallrein, C. Burkhart, Fraunhofer-Institut für Techno- und
Wirtschaftsmathematik ITWM, Kaiserslautern;
L. Hagemann, IPG Automotive GmbH, Karlsruhe

AUDEx – Automotive development in 1:x – Angewandte Lehre und Forschung mit skalierten Fahrzeugmodellen. 139

E. Franz, D. Engel, Hochschule für angewandte Wissenschaften, Hamburg

Realistic lab test pattern studies of rotated tread block samples measuring longitudinal and lateral forces on different road surfaces (dry, wet, snow and ice). 157

J. Alexander Heidelberger, M. Wangenheim, Institute for Dynamic and Vibrations Research,
Leibniz Universität Hannover;
K. Wiese, B. Wies, C. Bederna, Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover

Use of driving simulators in chassis development – applications and potentials 175

B. Schick, M. Böhle, Hochschule Kempten;
P. Pfeffer, M. Niegl, MdynamiX AG, München;
S. Vorderobermeier, AB Dynamics Europe, Gießen

Driving virtual tire development with dynamic driving simulators 191

R. A. Bandy, Goodyear, Akron, USA;
R. Uil, F. Petry, Goodyear SA, Colmar-Berg, Luxemburg

► Trends in der Reifenentwicklung

Analyse und Optimierung aktueller Schwimmwinkelsensorik – ein notwendiger Schritt zur virtuellen Fahrverhaltensbewertung von Fahrzeugreifen 207

C. Cramer, Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover;
D. Huber, Genesys Elektronik GmbH, Offenburg

**VDI NACHRICHTEN RECRUITING TAG –
DEUTSCHLANDS FÜHRENDE
KARRIEREMESSE FÜR INGENIEURE.**

Ideal für Ihre erfolgreiche Jobsuche:

- Renommierete Unternehmen
- Direkter Kontakt mit Entscheidern
- Karriereberatung und -vorträge
- Job Board

Wir machen Ingenieurkarrieren.
Vor Ort. Und Online.

VDI nachrichten Recruiting Tag und VDI nachrichten Recruiting Tag Online. Deutschlands führende Karrieremessen für Ingenieure und IT-Ingenieure.

Für alle Studierenden der Ingenieurwissenschaften, Absolventen und Young Professionals ein absolutes Muss. Knüpfen Sie Kontakte zu renommierten Unternehmen und sprechen Sie direkt mit Entscheidern aus den Fachabteilungen. Viele Serviceangebote wie Karriereberatung und -vorträge unterstützen Sie bei Ihrem erfolgreichen Einstieg ins Berufsleben.



Jetzt informieren und kostenfrei teilnehmen: www.ingenieur.de/recruitingtag

Mehr Informationen?

Silvia Becker, Telefon: +49 211 6188-170

Franziska Opitz, Telefon: +49 211 6188-377

recruiting@vdi-nachrichten.com

VDI nachrichten
recruiting tag

Einfluss von Reifengröße und Fahrzeuggewicht auf Abriebrate und Laufleistung von PKW- Reifen

Influence of tire size and vehicle load on abrasion rate and mileage of passenger car tires

Dipl.-Ing. Joerg Buschmeier,
Dr. rer. nat. Benjamin Oelze,
Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover

Kurzfassung

Reifenabrieb und seine Bewertung erhält zunehmend Bedeutung im Zusammenhang mit Nicht- Abgasemissionen und Nachhaltigkeitsaspekten. Insbesondere wenn in Zukunft die Abriebrate in Regulierungen berücksichtigt werden sollte, wird es noch wichtiger als bisher, den Einfluss von Reifengröße und Fahrzeuglast möglichst gut quantifizieren zu können.

Hierzu stellen wir eine Studie über den Einfluss von Reifendimensionen und zugehörigen Fahrzeuglasten auf Abriebrate (als Gewichtsverlust) [mg/km] und Profiltiefenverlust [mm/km] von PKW- Reifen vor, die intern bei Continental durchgeführt wurde. Ergebnisse aus Reifenversuchen werden mit einem Vorhersagemodell verglichen. Das Modell basiert auf der Reifenschlupfsteifigkeit, der verfügbaren Gummioberfläche und der Fahrzeugbelastung.

Tests und Vorhersagen zeigen, dass tendenziell schwerere Fahrzeuge in Kombination mit größeren Reifengrößen zu mehr Gewichtsverlust führen. Die Gesamtreibenergie nimmt mit höherer Belastung zu und kann im Allgemeinen nicht durch die höhere Schlupfsteifigkeit größerer Reifen ausgeglichen werden. Auf dem gleichen Fahrzeug mit gleichen Lastbedingungen würden allerdings gemäß Vorhersage größere bzw. breitere Reifen aufgrund der höheren Schräglaufsteifigkeit weniger Gewichtsverlust aufweisen.

Der Profiltiefenverlust [mm/tkm] bestimmt die Gesamtlauflistung [km] des Reifens. Auch eine hohe Laufleistung erhöht die Nachhaltigkeit des Reifenprodukts, da hiermit weniger Altreifen pro zurückgelegte Strecke entsorgt werden müssen. Der Profiltiefenverlust nimmt mit schwereren Fahrzeugen und größeren Reifendimensionen tendenziell nicht zu. Hier kann die höhere Gesamtreibenergie, die durch höhere Belastung verursacht wird, durch eine höhere verfügbare Gummioberfläche ausgeglichen werden.

Am Ende wird der Vergleich Gewichtsverlust [mg/km] gegenüber lastnormiertem Gewichtsverlust [mg/km/t] als Beitrag für die Definition eines potenziellen Kriteriums für Lastnormierung vorgestellt. Ein solches Kriterium würde sich bei der Bewertung verschiedener Reifendimensionen vom Einfluss des Fahrzeuggewichts lösen und sich einer dimensionsunabhängigen Technologiebewertung nähern. Dies wiederum würde den Anreiz zur Innovationsentwicklung innerhalb jeder Reifendimension stärken.

Abstract

Tire abrasion rate becomes more and more important in the context of vehicle non- exhaust emissions and sustainability aspects. Especially if in future the abrasion rate would be considered in regulations, it becomes even more important to be able to quantify the influence of tire size and vehicle load on abrasion rate in an accurate way.

In this paper we present a study about the influence of tire dimension and associated typical tire loads on abrasion rate (as weight loss) [mg/km] and tread depth loss [mm/km], which has been carried out at Continental. Results from tire tests are compared to a wear prediction model. The model is based on the tire slip stiffness, available tread rubber surface and the tire loading conditions.

It is shown by testing and prediction, that tendentially heavier vehicles in combination with larger tire sizes lead to more tire weight loss. The total frictional energy is increasing with higher load and can in general not be compensated by the higher tire slip stiffness of larger tires.

On the same vehicle with the same load conditions, however, according to the prediction, larger or wider tires would show less weight loss due to the higher cornering stiffness.

The tread depth loss [mm/km] determines the total mileage [km] of the tire. A high tire mileage also increases the sustainability of the tire product, as it means that fewer used tires have to be disposed per covered distance. The tread depth loss [mm/km] is not necessarily increasing with heavier vehicles and larger sizes. Here, the higher total frictional energy due to higher load can be compensated with higher available tread rubber surface.

At the end, the comparison of weight loss [mg/km] vs. the weight loss normalized by load [mg/km/t] is shown as input for the definition of a potential load normalization criterion. Such a criterion would move away from the influence of the vehicle weight when evaluating different tire dimensions and approach a dimension-independent technology evaluation. This in turn would strengthen the incentive to develop innovation within each tire dimension.

1. Einführung

Reifenabrieb und seine Bewertung erhält durch die in Diskussion um den Umwelteinfluss von Abriebemissionen und deren Regulierung zunehmend an Bedeutung für die Reifenindustrie. Neben den Emissionen ist auch der Profiltiefenverlust von Bedeutung für die Nachhaltigkeit des Reifenprodukts, da er die Gesamtlauflistung [km] bestimmt. Mit höherer Lauflistung müssen weniger Altreifen pro zurückgelegte Strecke entsorgt werden.

Im Fall einer möglichen Regulierung und der damit verbundenen Abriebbewertung müssten Reifen unterschiedlicher Dimensionen miteinander verglichen werden. Insbesondere bei PKW- Reifen besteht eine Vielzahl an Reifendimensionen. So müssten im extremen Fall sehr kleine Reifengrößen auf Minis gegen sehr große Reifengrößen auf großen SUVs verglichen werden. Noch ist diese Bewertungsmethodik nicht fest definiert. Es arbeitet unter anderem die Reifenindustrie an einem marktrepräsentativen und reproduzierbaren Standard für eine Testmethode. Außerdem wird es für die Reifenindustrie wichtig sein, den Abrieb unter diesen Bedingungen hinreichend genau vorhersagen zu können, um mögliche Regulierungsanforderungen erfüllen zu können.

Zur Definition einer marktrepräsentativen Methode gehört neben der Festlegung von Streckenprofil und Fahrweise auch die Definition der typischen Fahrzeug- bzw. Radlasten. Eine mögliche Definition der Radlast ist ein konstanter Prozentsatz der über den Reifenlastindex definierten Last. Diese Methodik wird zum Beispiel in den USA bei dem „UTQG“-Abriebtest angewendet, der dort bereits zu regulatorischen Zwecken angewendet wird, aber nur die Lauflistung [km] berücksichtigt. Um stark unterschiedliche Reifendimensionen zu bewerten, müssen diese auf unterschiedlichen Fahrzeugen getestet werden. In diesem Zusammenhang stellen sich unter anderem folgenden Fragen:

- 1) Wie ist der Einfluss der Reifendimension und damit verbundener Radlast auf Gewichtsverlust [mg/km] und Profiltiefenverlust [mm/km]?
- 2) Wie sind hierfür die physikalischen Zusammenhänge und wie gut kann ein Abriebmodell diese Einflüsse vorhersagen?
- 3) Wie gut lässt sich im Straßenversuch für unterschiedliche Reifendimensionen eine weitgehende Gleichbehandlung (bis auf die Radlast, aber gleiche prozentuale Auslastung des Lastindex) ermöglichen, wenn auf unterschiedlichen Fahrzeugen gefahren wird, welche typisch für die Reifendimension im Markt sind?

2. Vorhersage des Größeneinflusses

Zur Vorhersage von Abrieb wurde ein bekannter theoretischer Ansatz [1], [2], [3] verwendet und mit Fahrdynamikberechnungen aus Bordcomputerdaten, FEM – Reifen – Berechnungen, CAE-Daten sowie empirischen Koeffizienten unterstützt. Das Modell soll vor allem der Erklärung und Veranschaulichung der Hauptwirkmechanismen dienen und weniger der präzisen Vorhersage, hierzu sind FEM- Abriebsimulationen deutlich besser geeignet.

2.1 Ansatz des kennlinienbasierten Abriebmodells

Reifenabrieb entsteht aus der Reibenergie, die beim Gleiten des Laufstreifengummis auf der Fahrbahnoberfläche generiert wird.

Zunächst wird ein Profilblock aufgrund der zu übertragenden Fahrzeugkräfte in Längs- (X) oder Quer-Richtung (Y) innerhalb der Bodenaufstandsfläche deformiert und baut dabei eine horizontale Reaktionsspannung auf. Lässt am Ende der Bodenaufstandsfläche der radiale Anpressdruck nach, erreicht die horizontale Reaktionsspannung die maximal übertragbare Reibspannung und das Gummi beginnt zu gleiten. Die flächenbezogene Reibenergie ergibt sich aus dem über die Zeit integrierten Produkt aus Reaktionsspannung und Schlupfgeschwindigkeit [1], [2]. In [1] wird gezeigt, dass der gemessene Reifenabrieb als Gewichtsverlust mit dem Produkt aus Reifenkraft und Schlupfrate korreliert. Darauf aufbauend [3] kann die Reibenergie pro Fläche und pro zurückgelegte Strecke unter der Annahme von kleinen Schlupfraten hergeleitet werden als

$$E = E_X + E_Y = \frac{\frac{F_x^2}{C_s} + \frac{F_y^2}{C_\alpha}}{b \cdot 2\pi r_e \cdot (1 - \nu)} \quad (1)$$

mit

E [Nmm/mm²/mm]: Reibenergie pro Fläche pro zurückgelegte Strecke (in x und y-Richtung)

F_x [N]: Reifenkraft in Umfangsrichtung, ermittelt aus Reifen-FEM Berechnungen

F_y [N]: Reifenkraft in Querrichtung

C_s [N/-] Schlupfteifigkeit in Umfangsrichtung, als Funktion der Radlast F_z (Längsschlupfteifigkeit)

C_α [N/-] Schlupfteifigkeit in Querrichtung als Funktion der Radlast F_z (Schräglauftiefteifigkeit)

b [mm]: Breite der Bodenaufstandsfläche als Funktion der Radlast F_z

r_e [mm]: effektiver Abrollradius

ν [-]: Negativanteil des Profils

Ein empirisches Abriebgesetz [4] leitet den Gesamtabrieb des Reifens aus der Reibenergie her:

$$(2) \quad W' = \alpha E^\beta$$

mit

W' [mm/km] = Profiltiefenverlust pro zurückgelegte Strecke

α, β = empirische Koeffizienten

Die Koeffizienten α, β beschreiben die Abriebanfälligkeit des Gummis und sind abhängig von Mischungsrezept, Beschaffenheit der Straßenoberfläche (Textur, Verschmutzung, Feuchtigkeit) und der Temperatur von Laufstreifen und Straßenoberfläche. Sie werden empirisch über Labor- und Reifenversuche ermittelt.

aus Gleichungen (1) und (2) erhält man für die Abriebrate als Profiltiefenverlust W' pro zurückgelegte Strecke [mm/km]:

$$(3) \quad W' = \alpha \left[\frac{\frac{F_x^2}{C_s} + \frac{F_y^2}{C_a}}{b \cdot 2\pi r_0 \cdot (1 - \nu)} \right]^\beta$$

Der Volumenverlust V' pro zurückgelegte Strecke [mm³/km] kann nun beschrieben werden durch:

$$V' = W' \cdot A_R = W' \cdot b \cdot 2\pi r_0 \cdot (1 - \nu) \quad (4)$$

A_R beschreibt die für den Abrieb verfügbare Gummioberfläche und r_0 den über den Querschnitt gemittelten statischen Außenradius.

Es muss erwähnt werden, dass dieser Modellansatz nur den Abrieb aus der Übertragung äußerer Reifenkräfte beschreibt. Dagegen wird jene Reibenergie vernachlässigt, die aus den bei der Abplattung resultierenden internen Kräften entsteht. Diese vereinfachte Annahme wird im Rahmen dieser Arbeit im ersten Schritt für die angetriebene Achse überprüft. Zudem wird nur der Abrieb des Reifens im Neuzustand beschrieben.

2.2 Ermittlung der Parameter

Für die Berechnung der auf den Reifen wirkenden Kräfte werden zunächst bei einem Fahrzeugstraßenversuch die Beschleunigungsdaten aufgenommen.

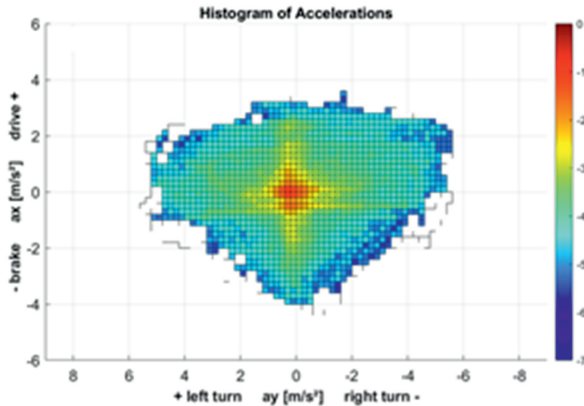


Bild 1: Beschleunigungshistogramm eines Fahrzeugstraßenversuches

Unter Berücksichtigung von fahrzeugspezifischen Parametern (Fahrzeuggeometrie, Spureinstellungen, Antriebskonzept und Gewichtsverteilung) können nun aus Fahrdynamikmodellen die dynamischen Reifenkräfte F_x , F_y , F_z für jedes Messintervall berechnet werden. Sturzwerte werden hier im ersten Schritt nicht berücksichtigt.

Die Ermittlung der Reifenkennlinien, also Schlupfsteifigkeiten als Funktion der Last $C_s(F_z)$ und $C_\alpha(F_z)$ erfolgt reifenspezifisch mittels Reifen-FEM-Berechnung. Auch die effektive Breite der Bodenaufstandsfläche als Funktion der Last sowie der effektive Abrollradius wird aus FEM-Berechnungen ermittelt. Negativanteil und gemittelter statischer Außenradius werden aus CAE-Daten bereitgestellt.

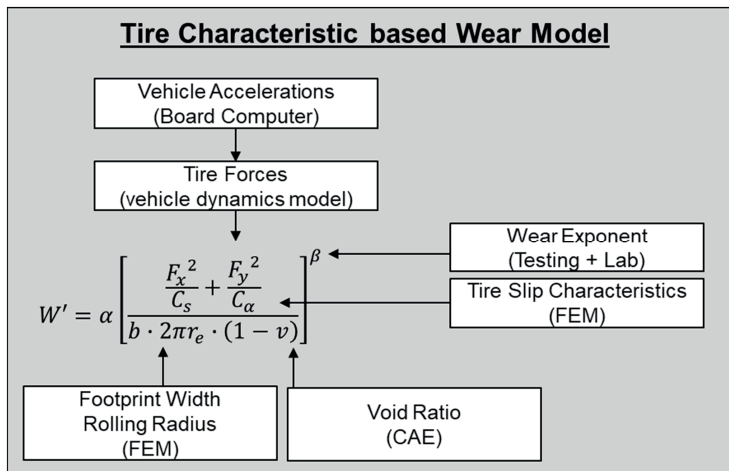


Bild 2: Kennlinienbasiertes Abriebmodell und Ermittlung der Parameter

2.2 Erwartungshaltung mittels Modellvorhersage

Die Erwartungshaltung für den Einfluss der Reifendimension kann an einem Beispiel erläutert werden:

angenommen werden baugleiche Reifen (Profil, Konstruktion, Mischung, Kontur), die sich nur in ihrer Dimension (Reifengröße) unterscheiden. Die Dimension 275/45 R 20 (Lastindex/LI 110) erhält gegenüber der Größe 205/55 R 16 (LI 94) durch die höhere Fahrzeuglast mehr horizontale Kräfte F_x und F_y , welche in die Gleichung (4) quadratisch eingehen. Die Erhöhung der Schlupfsteifigkeiten durch den 20“-Reifen mit höherer Last gegen den 16“-Reifen mit niedriger Last in X- und Y-Richtung (siehe Bild 3) können in Summe den Einfluss der quadratisch zunehmenden Horizontalkräfte nicht kompensieren.

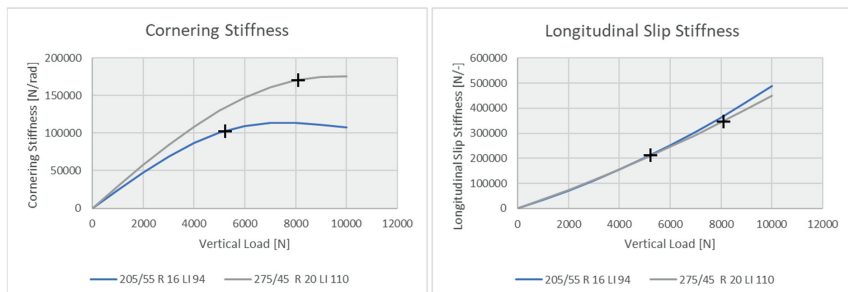


Bild 3: Simulation von Schlupfkennlinien für unterschiedliche Reifengrößen

Daher würde nach der Vorhersage nach Gleichung (4) der Volumenverlust [mm³/km] für den größeren Reifen zunehmen (Tabelle 1).

Tabelle 1: verfügbare Gummioberfläche und berechnete Abriebrate für 2 Größen

		205/55 R 16	275/45 R 20
available rubber surface	%	100%	170%
Volume Loss V'	mm ³ /km	100%	154%
Tread Depth Loss W'	mm/km	100%	92%

Für den (über die Querschnittsbreite gemittelten) Profiltiefenverlust W', welcher bestimmend für die Lebenserwartung des Reifens ist, kommt in Gleichung (3) noch die zur Verfügung stehende Gummioberfläche hinzu. So kann der größere Reifen den höheren Volumenverlust V' kompensieren, da sich dieser auf mehr verfügbares Material verteilt.

Innerhalb einer Reifendimension wird der Lasteinfluss auf die Abriebrate unter anderem durch die Form der Schlupfkennlinien und das Streckenprofil beeinflusst. So würde eine degressivere Schräglaufsteifigkeit- Last- Kennlinie zu einer größeren Lastabhängigkeit der Abriebrate führen, da die Schräglaufsteifigkeit mit höheren Lasten weniger zunehmen würde. Zu einer degressiveren Schräglaufsteifigkeit führt niedriger Luftdruck, zudem hat das Reifenlayout (Profil, Konstruktion, Mischung, Kontur) hierauf Einfluss.

Auch bei einem Streckenprofil mit mehr Kurvenanteil würde sich die Lastabhängigkeit der Abriebrate erhöhen. Je mehr Abrieb aus Seitenkräften gegenüber Umfangskräften entsteht, umso dominanter wird der Einfluss der degressiveren Schräglaufsteifigkeit- Last- Kennlinie gegenüber der progressiveren (und zu kleinerer Lastabhängigkeit führenden) Längsschlupfsteifigkeit- Last- Kennlinie.

3. Versuchsprogramm

Um den Einfluss unterschiedlicher Reifengrößen und den damit verbundenen Lasten auf Volumenverlust (im Folgenden als Gewichtsverlust behandelt) und Profiltiefenverlust zu ermitteln, wurden in drei unterschiedlichen Dimensionen Reifen mit möglichst ähnlichem Design (Profil, Konstruktion, Mischung, Kontur) gebaut. Diese wurden in einem kontrollierten Straßenversuch auf Abrieb getestet. Die Größen wurden jeweils auf typischen Fahrzeugen gefahren mit der Zielvorgabe, auf der angetriebenen Achse einen konstanten Anteil der Lastindex-Nennlast (%LI) zu erzielen. Der Reifen 205/55R16 wurde zudem unter „Standard Load“ (SL)- gegen „Extra- Load“ (XL) -Bedingungen gefahren. Zudem wurden Vergleiche derselben Größe auf zwei Fahrzeugen gezogen, um den jeweiligen Fahrzeugeinfluss zu ermitteln.

Tabelle 2: Versuchskonzept

vehicle Class	Medium (D)	Executive (E)	SUV (J)
driven axle	front	rear	rear
205/55 R 16 91 SL	x		
205/55 R 16 94 XL	x	x	
245/45 R 18 100 XL		x	x
275/45 R 20 110 XL			x

Es wurde versucht, auf den angetriebenen Achsen eine möglichst gleiche prozentuale Auslastung bezüglich der Last zu erreichen, soweit es fahrzeugtechnisch umsetzbar war. Die %-Lastindex- Auslastungen (%LI) auf den angetriebenen Achsen lagen im Bereich von 76-78%, aus den Beladungen ergaben sich für die nicht angetriebenen Achsen ein Bereich von 62-80%.

Tabelle 3: Versuchskonzept mit Auslastung % LI Vorderachse / Hinterachse

vehicle Class	Medium (D)	Executive (E)	SUV (J)
driven axle	front	rear	rear
205/55 R 16 91 SL	76/62*		
205/55 R 16 94 XL	78/69	80/78	
245/45 R 18 100 XL		67/76	79/76
275/45 R 20 110 XL			60/76

*die SL -Bedingung wurde mit 2.5 bar Luftdruck gefahren, alle anderen (XL) Bedingungen wurden mit 2.9bar gefahren.

Die Spur- und Sturzwerte der unterschiedlichen Fahrzeuge wurden auf möglichst vergleichbare statische Werte eingestellt. Aufgrund der sehr unterschiedlichen Fahrzeuge waren diese Einstellungen aber mit einer gewissen Toleranz beaufschlagt.

Zudem wurde mit hinreichender Genauigkeit erreicht, möglichst gleiche Beschleunigungsprofile zu fahren, welches mit einer Fahrschärfezahl (Driving Severity Number) [5] kontrolliert wurde. Die errechneten Werte sind alle im gleichen Bereich, somit ist die Schlussfolgerung erlaubt, dass auch der Fahrstil bei allen sechs Versuchsgruppen hinreichend gleich war. Als weiterer Indikator für die Vergleichbarkeit des Fahrstils dient die Standardabweichung der Beschleunigungen, welche sich innerhalb der gefahrenen Gruppen in lateraler Richtung um maximal 3%, in longitudinaler Richtung um maximal 2% unterschieden haben (Bild 4).

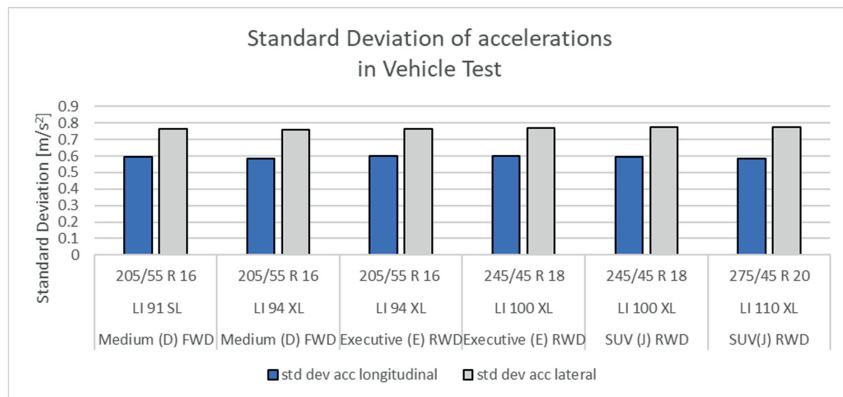


Bild 4: Standardabweichungen der Längs- und Querbeschleunigungen

4. Testergebnisse und Vergleich mit dem Vorhersagemodell

In den Ergebnissen für den Gewichtsverlust bestätigt sich die Erwartung: größere Reifendimensionen mit höherer Last generieren mehr Gewichtsverlust. In Bild 5 sind Test und Vorhersage aufgetragen, beides bezogen auf den jeweiligen Mittelwert der Gesamtheit der Ergebnisse. Auf dem Medium-Segment-Fahrzeug wurde eine reine Erhöhung der Last und des Luftdrucks durchgeführt, was sich deutlich im Gewichtsverlust niederschlägt. Das Vorhersagemodell zeigt unter Berücksichtigung der tatsächlichen Fahrzeugdaten generell die gleichen Tendenzen mit einigen Abweichungen. Die größte Abweichung zwischen Vorhersage und Test zeigt sich beim Vergleich der angetriebenen Achsen Executive- zu Medium-Segment-Fahrzeug (Hinter- gegen Vorderradantrieb) in der 16“-Größe. Das Executive-Segment-Fahrzeug zeigt weniger Abrieb auf der angetriebenen Hinterachse, obwohl das Gewicht deutlich höher ist. Eine mögliche Ursache für diese Abweichung ist die geringere Brems-Einwirkung auf die Hinterachse und eine Unterschätzung des Abriebs durch Bremsen im Vorhersagemodell.

Die Tatsache, dass die übrigen Tendenzen richtig vorhergesagt werden, ist ein Indikator, dass die im Modell berücksichtigte Übertragung äußerer Kräfte dominant für den Abrieb von PKW-Reifen ist. Dies wurde im Rahmen dieser Untersuchung für die angetriebene Achse gezeigt, für die nicht angetriebene Achse mögen interne Kräfte sowie Fahrwerkeinstellungen einen größeren Einfluss haben. Dies wird Bestandteil weitergehender Untersuchungen.

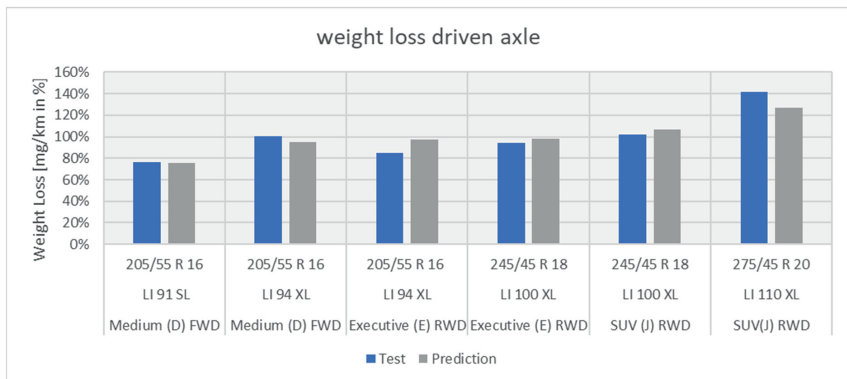


Bild 5: Test- und Vorhersageergebnisse für den Gewichtsverlust

Der über die Querschnittsbreite gemittelte Profiltiefenverlust, welcher bestimmend für die Gesamtlauflistung [km] ist, zeigt die erwarteten Trends (Bild 6). Auch hier bewirkt die Lasterhöhung auf dem Medium-Segment-Fahrzeug eine Zunahme des Profiltiefenverlustes. Beim Einfluss der Reifendimension und den typischen Fahrzeuglasten zeigt sich aber, anders als beim Gewichtsverlust, kein Nachteil der größeren Dimensionen. Auf dem Executive-Segment-Fahrzeug wird der Vorteil der breiteren Dimension (trotz höherer Last) besonders deutlich, welcher aus der größeren verfügbaren Gummioberfläche resultiert.

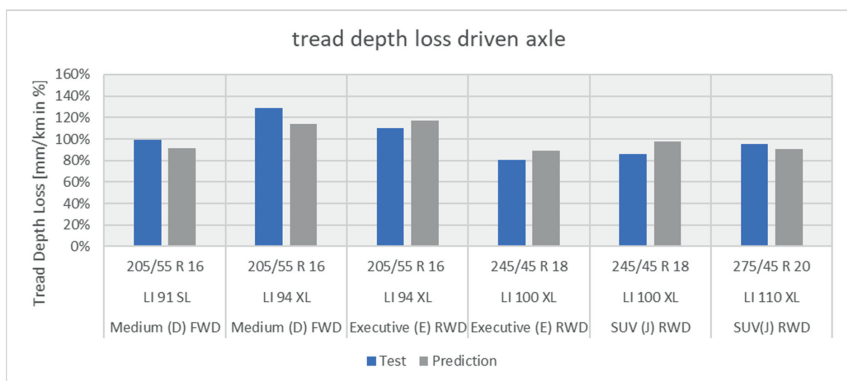


Bild 6: Test- und Vorhersageergebnisse für Profiltiefenverlust

5. Trennung des Last- und Größeneinflusses und Einführung einer möglichen Lastnormierung

Würde man -theoretisch betrachtet- die betrachteten Reifendimensionen auf dem gleichen Fahrzeug mit den gleichen Lasten fahren, würde sich aufgrund der höheren Schräglaufteifigkeit (vgl. Bild 3) für den Gewichtsverlust ein Vorteil für größere und breitere Dimensionen ergeben. Für den Profiltiefenverlust würde sich ein sehr deutlicher Vorteil für größere Reifendimensionen ergeben, da neben der höheren Schräglaufteifigkeit auch die verfügbare Gummioberfläche zunimmt. Die Ergebnisse der Vorhersage sind in Bild 7 dargestellt.

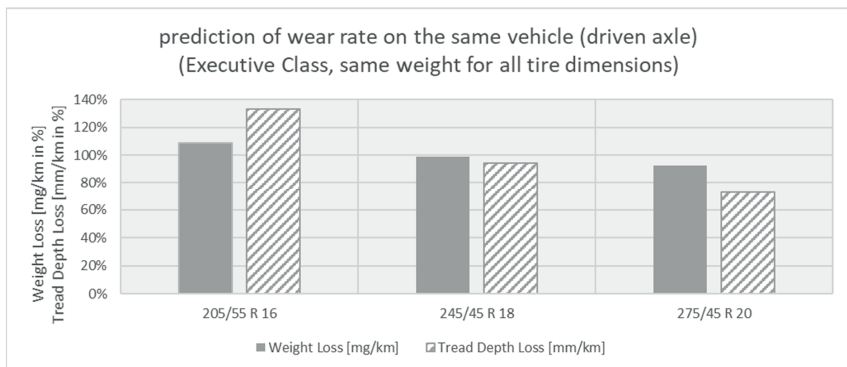


Bild 7: Vorhersage von Abriebrate auf dem gleichen Fahrzeug und der gleichen Last

Eine Möglichkeit, beim Vergleich verschiedener Reifendimensionen den Einfluss der Fahrzeuglast herauszurechnen, ist es, den durchschnittlichen Gewichtsverlust aller vier Reifen auf die tatsächlich transportierte Gesamtmasse des Fahrzeugs (t) zu beziehen. Die Einheit wäre also $[mg/km/t]$, die Berechnung wäre vergleichbar mit der Berechnung des Rollwiderstandsbeiwertes.

Durch diese Normierung bildet sich für die untersuchten Größen ein annähernd neutraler Einfluss der ansonsten weitestgehend baugleichen (bzgl. Profil, Konstruktion, Mischung, Kontur) Reifendimensionen aus (Bild 8).

Dieses Vorgehen würde sich beim Vergleich verschiedener Größen von einer hauptsächlichen Bewertung des Fahrzeuggewichtes lösen und sich einer Technologiebewertung von Reifen nähern.

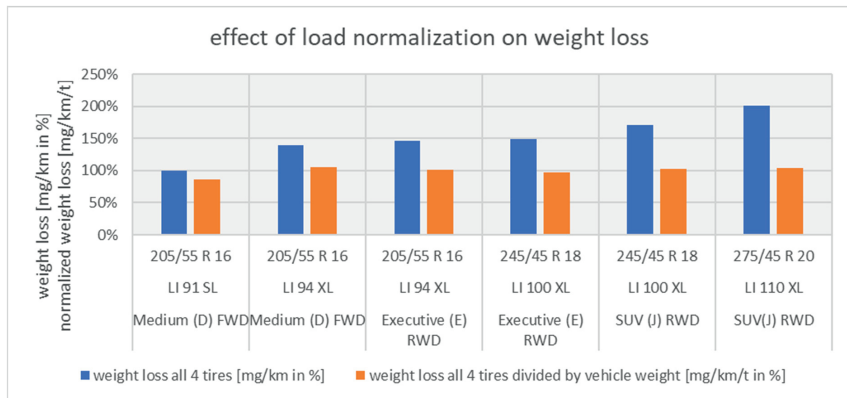


Bild 8: Einfluss einer Normierung des gemittelten Gewichtsverlustes aller vier Reifen mittels Fahrzeuglast

5. Zusammenfassung und Ausblick

Es konnte anhand von Fahrzeugtest und Vorhersagemodell gezeigt werden, dass bei größeren bzw. breiteren Reifen die typischerweise höhere Fahrzeuglast zu mehr Gewichtsverlust führt. Der Profiltiefenverlust verhält sich zu größeren Dimensionen hin aufgrund der größeren verfügbare Gummioberfläche eher neutral, nimmt mindestens nicht zu.

Auf dem gleichen Fahrzeug mit dem gleichen Gewicht gefahren, haben breitere Dimensionen aufgrund der höheren Schräglaufsteifigkeit einen moderat geringeren Gewichtsverlust und aufgrund der zusätzlich größeren verfügbaren Gummioberfläche einen deutlich geringeren Profiltiefenverlust und damit eine höhere Gesamtleistung.

Die Modellvorhersage zeigt mit einer Ausnahme die gleichen Tendenzen wie der Versuch und dient einer anschaulichen Erklärung der Mechanismen und Zusammenhänge.

Die Umsetzung eines Fahrzeugversuchs, in dem sehr verschiedene Reifendimensionen auf verschiedenen Fahrzeugen verglichen werden sollen, ist mit hohem technischem Aufwand und Fachwissen verbunden (z.B. Wahl der Fahrzeuge, Anpassung der Lasten und Fahrwerkseinstellungen, vergleichbare Fahrweise). Eine Gleichbehandlung, insbesondere bzgl. der Auslastung, ist aufgrund der zur Verfügung stehenden Fahrzeuge nur eingeschränkt möglich.

Um beim Vergleich verschiedener Reifendimensionen auf verschiedenen Fahrzeugen eine Entkopplung von reifentechnologischen und Fahrzeug-Einflüssen zu ermöglichen, wurde eine Methode für eine Lastnormierung demonstriert. Diese bezieht den durchschnittlichen Abrieb

aller vier Reifen auf die transportierte Gesamtmasse bzw. auf den Reifen- Lastindex des Fahrzeugs. Die Einheit wäre dann [mg/km/t].

Zu zukünftigen Aufgaben zählen weitere Überprüfung und Anpassung des Modells, u.a. für die nicht angetriebene Achse und für den Lastfall Bremsen. Darüber hinaus sollte eine weitere Ausarbeitung eines Ansatzes für die Lastnormierung erfolgen sowie der Geltungsbereich (Fahrzeugtyp, Reifentyp u.a.) geprüft und definiert werden.

Literatur

- [1] The Pneumatic Tire, Chapter 13: K.A. Grosch, Rubber Abrasion and Tire Wear, amtliche Veröffentlichung, National Highway Traffic Safety Administration, 2006
- [2] A. Schallamach, D.M. Turner, Wear of slipping wheels. Wear 3, 1–25 (1960)
- [3] Yukio Nakajima: Advanced Tire Mechanics; Wear of Tires 1021-1029 (2019)
- [4] Dong Zheng - Prediction of Tire Tread Wear with FEM Steady State Rolling Contact Simulation - Tire Sci. and Technol. 31, 195 (2003)
- [5] A.G. Veith, The Driving Severity Number (DSN)—a step toward quantifying treadwear test conditions. Tire Sci. Technol. 14(3), 139–159 (1986)

Aufbau eines Prüfstands zur Messung von Reifen-Fahrbahn-Feinstaubemissionen auf realen Fahrbahnoberflächen

Construction of a test bench for measuring tire-road particulate emissions on real-road surfaces

Stefan Schläfle, M.Sc., Prof. Dr. rer. nat. **Frank Gauterin**,
Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe;
Dr.-Ing. **Regis Lallement**, Mercedes-Benz AG, Sindelfingen

Kurzfassung

Reifen- und Fahrbahnabrieb bilden wesentliche Bestandteile des nicht aus Verbrennungsprozessen stammenden Feinstaubes aus dem Straßenverkehr. Laut einer aktuellen Studie der OECD [1] wird deren relativer Anteil durch die Elektrifizierung weiter steigen. Der Gesamtfinstaubausstoß des Straßenverkehrs wird sich demnach, trotz Reduzierung der Abgase, nur marginal verbessern. Noch immer fehlt es aber an quantitativen Zusammenhängen zwischen Fahrzeugbetriebsbedingungen und zugehöriger Emission. Zu deren Ermittlung wurde der Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) genutzt. Er wurde dahingehend erweitert, dass er die Messung und Sammlung des im Reifen-Fahrbahn-Kontakt emittierten Feinstaubes ermöglicht. Der Prüfstand wurde mit einer Absaugeinrichtung ausgestattet, die emittierte Partikel aufnimmt. Ein Teil des Volumenstroms wird mithilfe eines optischen Aerosolspektrometersystems vermessen. Es können Veränderungen der Konzentration und der Partikelgrößenverteilung ausgewertet werden. Der nicht gemessene Anteil der Partikel wird für nachfolgende gravimetrische und chemische Untersuchungen gesammelt. Erste Ergebnisse bestätigen die Erwartung, dass Antriebs- und Bremskräfte nicht nur den Reifenverschleiß erhöhen, sondern auch die Entstehung von Feinstaub fördern. Entsprechendes gilt für die Rauheit der Oberfläche, da eine raue Fahrbahn zur vielfachen Emission einer glatten Fahrbahn führt. Weiterhin zeigen die Ergebnisse, dass sich neben der Konzentration auch die Partikelgrößenverteilung, abhängig vom Lastzustand, ändert. In künftigen Versuchen sollen die Einflüsse weiterer Fahrzeugbetriebsparameter genauer untersucht werden. Damit soll es möglich werden, eine Fahrweise zum Beispiel für autonome Fahrzeuge zu entwickeln, die zu besonders niedrigen Feinstaubemissionen führt.

Abstract

Tire and road wear are significant constituents of non-exhaust particulate matter from road traffic. According to a recent study by the OECD [1], their relative contribution will continue to increase in the future due to electrification. According to this study, total particulate matter emissions from road traffic will improve only marginally, despite a reduction in exhaust gases. However, there has been a lack of quantitative relationships between vehicle operating conditions and associated emissions. In order to investigate those, the internal drum test bench of the Institute of Vehicle Systems Technology (FAST) at Karlsruhe Institute of Technology (KIT) was used. It was extended to enable measurement and collection of particulate matter emitted in the tire-road contact. For this purpose, the test bench was equipped with an extraction device that sucks off particles produced. Part of the volume flow is measured using an optical aerosol spectrometer system. Both changes in concentration and particle size distribution can be evaluated. The unmeasured portion of the particles is collected for subsequent gravimetric and chemical analyses. Initial results confirm the expectation that longitudinal forces do not only increase tire wear but also enhance the formation of particulate matter. The same applies to the roughness of the surface, since a rough road leads to the multiple emission of a smooth road. Furthermore, the results show that, in addition to the concentration, the particle size distribution also changes, depending on the load condition. In future tests, the influences of further vehicle operating conditions are to be investigated in more detail. This should make it possible to develop a driving style for autonomous vehicles, for example, that leads to particularly low particulate emissions.

1. Einleitung

Luftverschmutzung durch Feinstaub betrifft laut einem aktuellen Bericht der WHO mehr Menschen als durch jeden anderen Schadstoff. Besonders problematisch ist, dass bislang kein Schwellenwert gefunden wurde, unterhalb dessen mit keinen negativen gesundheitlichen Folgen zu rechnen ist [2]. Dabei umfasst Feinstaub alle in der Luft befindlichen Partikel mit aerodynamischem Durchmesser kleiner als 10 μm . Während große Partikel beim Einatmen zumeist in den oberen Atemwegen abgeschieden werden, gelangen kleinere Partikel in die Lungenbläschen und dringen sogar in den Blutkreislauf ein [3]. Dort können sie Entzündungsreaktionen hervorrufen oder Herz-Rhythmus-Störungen und die Entstehung von Thrombosen begünstigen [4]. Um die Bürger vor diesen Risiken zu schützen, beschloss die EU die seit 2005 geltende Richtlinie 99/30/EG zur Luftreinhaltung innerhalb ihrer Mitgliedsländer [5]. Die Grenzwerte für Feinstaub betrafen lediglich dessen grobe Fraktion PM_{10} . Seit 2015 besteht ein zusätzlicher Grenzwert für die Feinfraktion $\text{PM}_{2,5}$, womit versucht

wird, deren höherem Gefahrenpotenzial gerecht zu werden. Seit Inkrafttreten dieser Richtlinien sanken die Immissionswerte kontinuierlich [6]. Dazu haben unter anderem immer schärfere Abgasgrenzwerte für Kraftfahrzeuge beigetragen. Doch Feinstaub entsteht auch durch Abriebvorgänge in der Bremse oder zwischen Reifen und Fahrbahn. Diese nicht aus Verbrennungen stammende Feinstaubemission ist vom Gesetzgeber bislang nicht reguliert. Zur Festlegung von Grenzwerten fehlt es sowohl an verlässlichen Emissionswerten als auch an einer standardisierten Messmethode. Bisherige Studien zur direkten Messung von Feinstaub aus dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt verfolgten im Wesentlichen zwei Ansätze. In Prüfstandsversuchen (vgl. [7, 8]) rollt der Reifen unter definierten Bedingungen auf einer Trommeloberfläche ab. Es können verschiedene Belastungszustände simuliert werden, während Messgeräte die Emission aufnehmen. Konstruktionsbedingt wird bei Außentrommel- und Rollenprüfständen allerdings eine Oberfläche aus Schmirgelpapier verwendet, die die Struktur einer realen Fahrbahnoberfläche nicht abbildet. Aatmeeyata und Sharma (2009) nutzten bei ihren Versuchen zwar eine Betonoberfläche, untersuchten aufgrund des kleinen Prüfstandsaufbaus aber nur Zweiradreifen. Die Ergebnisse können nicht auf größere Fahrzeuge übertragen werden [8]. Für Fahrversuche (vgl. [7, 9–11]) auf realer Straße werden gewöhnliche Kraftfahrzeuge mit Messtechnik ausgerüstet. Das Versuchsfahrzeug wird in definierte Lastzustände versetzt, während im Radhaus die Partikelkonzentration gemessen wird. Aufgrund des offenen Versuchsaufbaus, können die Bedingungen jedoch nie konstant gehalten oder exakt definiert werden. Einflüsse durch die Hintergrundkonzentration, die Umgebungstemperatur oder die Feuchtigkeit können bei dieser Versuchsart nie völlig ausgeschlossen werden. Weiterhin ist es aufgrund des begrenzten Bauraums und der Fahrzeugdynamik unmöglich, eine vollständige Erfassung der Partikel zu gewährleisten. Somit können unterschiedliche Lastzustände zwar bezüglich ihrer Partikelemission miteinander verglichen werden, die Möglichkeit zur Berechnung der Gesamtfeinstaubemission besteht aber nicht.

Die Möglichkeit zur Untersuchung unter realistischen und gleichzeitig definierbaren Bedingungen bieten Innentrommelprüfstände. Die Eignung des Innentrommelprüfstands am FAST zur reproduzierbaren Messung von Partikelemissionen im Nanometerbereich wurde bereits in [12] gezeigt. In der Innentrommel können problemlos reale Fahrbahnoberflächen verwendet werden. Es besteht ausreichend Bauraum, um durch konstruktive Maßnahmen die zuverlässige Absaugung nahezu aller emittierten Partikel sicherzustellen. Somit wird die Messung der Gesamtfeinstaubemission des Reifen-Fahrbahn-Kontakts unter realitätsnahen Bedingungen ermöglicht.

2. Innentrommelprüfstand am FAST

Der genutzte Innentrommelprüfstand (Bild 1) befindet sich am Institut für Fahrzeugsystemtechnik des Karlsruher Instituts für Technologie. Anwendung findet er vor allem in der Erstellung von Umfangskraft-Schlupf- und Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kurven auf unterschiedlichen Fahrbahnen (trocken, nass, Schnee, Eis) sowie der Durchführung von Reifenverschleißfahrten.

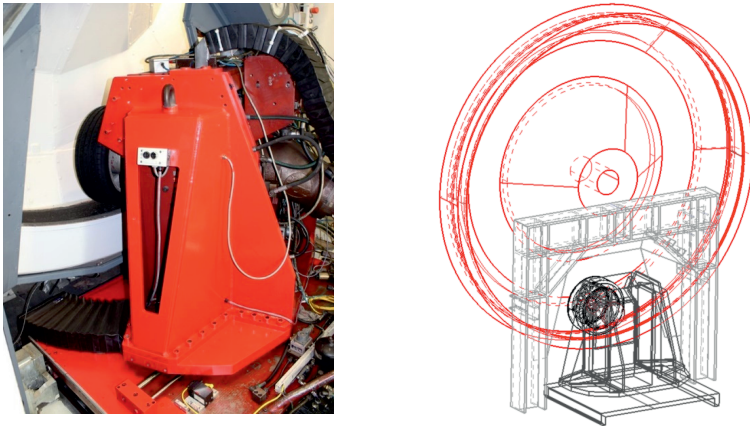


Bild 1: Innentrommelprüfstand am KIT (links) und schematischer Aufbau (rechts)

Der Hauptvorteil des Innentrommelprüfstands gegenüber anderen Prüfstandstypen liegt in der Möglichkeit, realistische Fahrbahnbeläge aus Beton oder Asphalt zu montieren. Dazu werden mit dem gewünschten Fahrbahnmaterial gefüllte Stahlkassetten auf der Innenseite der Trommel befestigt und zu einer durchgängigen Oberfläche verbunden. Durch den großen Innendurchmesser ist der Einfluss der Trommelkrümmung gering, wodurch der Innentrommelprüfstand die Bedingungen der realen Straße sehr genau abbildet. Neben der Trommel besteht der Prüfstand aus einem Schlitten, an dem die Radnabe einschließlich Reifen montiert ist. Wird der Prüfstandsschlitten eingefahren, rollt der Reifen im tiefsten Punkt der Trommel ab. Es können fast alle Radbewegungen und Lastzustände nachgebildet werden, die an einem Fahrzeug bei realer Fahrt auftreten. Durch den getrennten Antrieb von Trommel und Rad können Schlupfzustände in Umfangsrichtung – Antriebs- und Bremschlupf – reproduzierbar eingestellt werden. Die Drehung des Schlittens ermöglicht Schräglaufwinkel bzw. Querschlupf und damit die Simulation von Kurvenfahrten. Die Radführung kann hydraulisch in vertikaler Richtung verschoben bzw. um die Längsachse gedreht werden,

sodass die Radlast ebenso wie der Sturzwinkel stufenlos einstellbar sind. Alle am Rad auftretenden Kräfte und Momente werden mithilfe der in der 6-Komponenten-Messnabe applizierten Dehnmessstreifen erfasst. Die genauen technischen Daten des Prüfstands sowie die Grenzen der aufgeführten Parameter können Tabelle 1 entnommen werden.

Tabelle 1: Technische Daten des Innentrommelprüfstands (vgl. [13])

Trommelinnendurchmesser	3,8 m
Fahrbahnbeläge	verschiedene Asphalt- & Betonbeläge SafetyWalk ¹
Fahrbahnzustand	trocken, nass, Schnee, Eis
Max. Radlast	15 kN
Höchstgeschwindigkeit auf Asphalt und Beton auf SafetyWalk ¹	150 km/h 200 km/h
Antriebsleistung Trommel (elektrisch) Rad (hydraulisch)	310 kW 310 kW
Schräglaufwinkel	-20° ... +20°
Sturzwinkel	-10° ... +20°
Umgebungstemperatur	-15 °C ... +35 °C

3. Erweiterung des Innentrommelprüfstands

3.1. Ziel der Prüfstandserweiterung

Der Innentrommelprüfstand wurde so erweitert, dass er in der Lage ist, die im Reifen-Fahrbahn-Kontakt emittierten Partikel reproduzierbar zu bestimmen. Dafür musste zunächst die Umgebung als Quelle von Feinstaub ausgeschlossen werden, sodass der Reifen und die Fahrbahn die einzig möglichen Emittenten waren. Ausgehend davon können kausale Zusammenhänge zwischen den Lastzuständen und der Emission hergestellt werden. Zum

¹ SafetyWalk™ ist ein selbstklebender Antirutschbelag der Firma 3M™ mit langanhaltender Griffigkeit

Erreichen dieses Ziels wurde der Prüfstand um drei Teilsysteme erweitert, die im Folgenden beschrieben werden.

3.2. Absaugsystem

Das Absaugsystem des Prüfstands besteht aus den vier Bestandteilen Lufteinlass, Nebenluftansaugung, Absauganlage und Luftführungselemente. Zur Veranschaulichung sind die einzelnen Bestandteile in Bild 2 in Form eines Blockschaltbilds dargestellt.

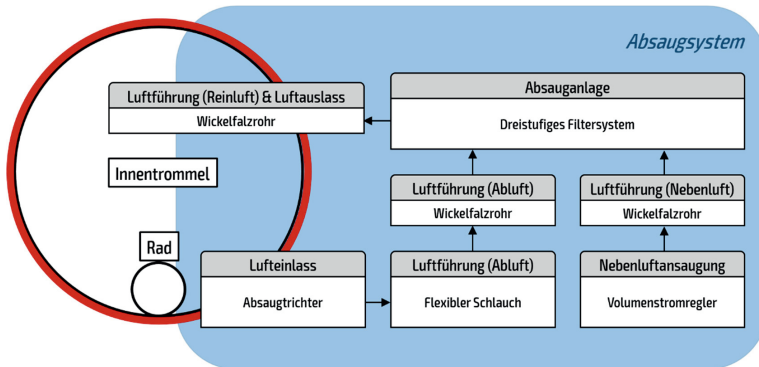


Bild 2: Blockschaltbild zu den Bestandteilen des Absaugsystems

Mithilfe des Absaugvolumenstroms gelangen die Partikel ausgehend vom Reifen zur Probenahmestelle und weiter zur Absauganlage. Um einen möglichst großen Anteil aller im Reifen-Fahrbahn-Kontakt emittierten Partikel zu erfassen, werden sie direkt hinter dem Reifen abgesaugt. Neben der Position ist auch die Form des Erfassungselements entscheidend für einen hohen Penetrationsgrad. Daher wurde der Absaugtrichter (Bild 3) derart konstruiert, dass er sich formgenau an verschiedene Reifendimensionen anpassen lässt. Er besteht aus drei Bauteilen – dem eigentlichen Lufteinlass sowie den beiden verstellbaren Seitenflanken. Damit ist sichergestellt, dass, unabhängig von der Reifenbreite, seitlich stets nur ein schmaler Saugspalt verbleibt und Partikelverluste minimiert werden. Mithilfe der Befestigung am Prüfstandsschlitten lässt sich der Trichter auch an unterschiedliche Reifendurchmesser anpassen. Durch die Führung am Prüfstandsschlitten ist sichergestellt, dass der Absaugtrichter dem Rad bei Schräglaufwinkel folgt und eine zuverlässige Absaugung der Partikel stattfindet. Da Sturzwinkel, Ein- und Ausfederbewegungen sowie Radlastvariationen über die Hydraulik innerhalb des Schlittens eingestellt werden, bleibt die Position des Trichters hiervon unberührt und der eingestellte Abstand zwischen Trichterunterkante und

Fahrbahnoberfläche über alle Fahrmanöver konstant. Um Verluste aufgrund von elektrostatischer Aufladung zu minimieren, ist der gesamte Trichter aus Edelstahl gefertigt.

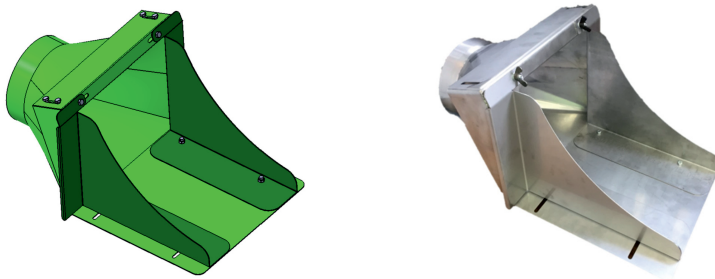


Bild 3: Absaugtrichter als CAD-Modell (links) und als reales Bauteil (rechts)

Die Forderung nach Vermeidung von Partikelverlusten aufgrund elektrostatischer Aufladung besteht ebenfalls für den Transport des Aerosols. Die zusätzliche Bedingung, dass der Trichter in seiner Montagehöhe verstellbar sein sowie dem Rad bei Schräglaufwinkel folgen muss, macht die ausschließliche Nutzung starrer, metallischer Elemente allerdings unmöglich. Daher wurde als Übergangselement von Absaugtrichter zu Rohrleitung auf einen flexiblen, permanent antistatischen Spiralschlauch zurückgegriffen. Abgesehen vom Schlauch bestehen alle Luftführungselemente aus verzinktem Wickelfalzrohr. Der Durchmesser von Schlauch und Wickelfalzrohr beträgt 160 mm.

Für möglichst genaue und reproduzierbare Ergebnisse muss sichergestellt sein, dass keine weiteren Feinstaubquellen vorliegen. Da die Innentrommel konstruktionsbedingt jedoch nicht luftdicht von der umgebenden Prüfstandskammer abgetrennt werden kann, musste eine andere Lösung gefunden werden, um die Kontamination durch Partikel aus der Umgebungsluft zu verhindern. Diese Möglichkeit besteht aus der Erzeugung eines Überdrucks im Trommelinneren. Der Überdruck sorgt für eine gleichmäßige Strömung aus der Trommeleinhausung in die Umgebung und verhindert das Einstromen von Partikeln. Zur Erzeugung des Überdrucks dient ein zum Absaugstrom parallel geschalteter Volumenstromregler, durch den ein definierter Nebenluftstrom aus der Umgebung angesaugt wird. Die beiden Ströme vereinen sich nach der Probenahme und münden als ein Gesamtstrom in die Absauganlage, der über geeignete Filter zurück in die Trommeleinhausung geführt wird.

Bei der Absauganlage handelt es sich um einen mobilen Entstauber der Firma ESTATM. Der DUSTOMAT 4-10 eco⁺ erzeugt einen max. Volumenstrom von 2000 m³/h und einen max.

Unterdruck von 2600 Pa. Die Filterung des Volumenstroms erfolgt über ein dreistufiges System. Am Prallabscheider werden grobe Partikel aus der Luft abgetrennt. Die nachfolgenden verbauten Patronenfilter sorgen für eine feinere Filtration des Luftstroms. Um den Reinheitsgrad der Frischluft noch weiter zu erhöhen, ist die genutzte Absauganlage mit einem Feinstaubfilter der Filterklasse H14 ausgerüstet, sodass ein Gesamtabscheidegrad von mindestens 99,995 % [14] erreicht wird. Alle vom Prallabscheider und den Patronenfiltern abgetrennten Partikel werden in einer Staubsammelschublade aufgefangen und für nachfolgende Untersuchungen aufbewahrt. Die erst im Feinstaubfilter abgeschiedenen Partikel können nur teilweise und unter hohem Aufwand wiedergewonnen werden [15].

3.3. Messsystem

Zur Messung der Emission wird ein PALAS® Promo® 2000 in Verbindung mit dem Sensor Welas® 2500 verwendet. Aufgrund der räumlichen Trennung von Messgerät und Sensor kann die Messung der Partikel direkt nach der Probenahme erfolgen, während das Messgerät, über Lichtwellenleiter und Saugschlauch mit dem Sensor verbunden, in der Messwarte steht. Dadurch werden Transportverluste zwischen Probenahme und Messstelle vermieden. Mit der maximalen Messrate von 1 Hz können sämtliche Prozesse und Veränderungen bezüglich der Partikelemission in Echtzeit gemessen und dem jeweiligen Fahrmanöver bzw. Fahrzeugparameter zugeordnet werden. Der messbare Partikelgrößen-bereich reicht von $0,2\ \mu\text{m}$ bis $100\ \mu\text{m}$ und schließt so einen Großteil der zu messenden Partikel ein. Lediglich die Partikel kleiner als $0,2\ \mu\text{m}$ werden nicht registriert. Aufgrund ihrer Größe tragen diese bezüglich der Massenkonzentration nur unwesentlich zur Feinstaubbelastung bei und liegen damit nicht im Fokus dieses Projekts. Innerhalb des Messbereichs ist das Gerät dazu in der Lage, jede Dekade in bis zu 64 Größenkanäle zu unterteilen, wodurch sich eine sehr genaue Partikel-Größen-Verteilung ergibt. Der messbare Konzentrationsbereich hängt dabei vom verwendeten Sensor ab. Daher wurde der Sensor Welas 2500 ausgewählt, der im Bereich niedriger Konzentrationen, ab $1\ \text{\#}/\text{cm}^3$, die höchste Messgenauigkeit aufweist und Konzentrationen bis $4000\ \text{\#}/\text{cm}^3$ koinzidenzfrei² erfasst.

Bei der Messmethode von Streulichtspektrometern wird die Größe und Masse der Partikel nicht direkt gemessen, sondern unter Verwendung der Materialparameter Brechungsindex und Dichte aus dem gemessenen Streulichtimpuls berechnet. Das PALAS Promo 2000 geht im Werkzustand von Partikeln der Dichte $1\ \text{g}/\text{cm}^3$ und einem Brechungsindex von 1,59 aus.

² Koinzidenz: Zwei Partikel durchqueren das Messvolumen zeitgleich und erzeugen nur einen durchgeh. Streulichtimpuls.

Da diese Parameter für den gemessenen Feinstaub nicht zutreffen, müssen die entsprechend richtigen Materialparameter bei der Auswertung berücksichtigt werden.

3.4. Probenahmesystem

Da das Messgerät mit konstantem Volumenstrom arbeitet, ist der aus der Strömung zu entnehmende Volumenstrom vorgegeben. Zur Messung repräsentativer Partikel-Größen-Verteilungen ist dieser isokinetisch zu entnehmen. Das bedeutet, dass die Geschwindigkeit des Absaug- und Messvolumenstroms an der Entnahmestelle gleich groß sein muss. Außerdem muss die Probenahmesonde parallel zur Strömung ausgerichtet sein [16]. Zur Erfüllung dieser Aufgabe wurde eine zur isokinetischen Entnahme nötige Probenahmespitze verwendet und eine spezielle Probenahmeverrichtung konstruiert. Das Bauteil ist auf der Innenseite an die Krümmung des Rohrbogens angepasst. Zur Abdichtung sind die Bauteile formschlüssig miteinander verbunden. Durch die Öffnung im Rohrbogen kann sowohl das gerade Probenahmerohr samt isokinetischer Spitze als auch das Anemometer zur Überwachung der Strömungsgeschwindigkeit eingeführt werden. Der Vorteil dieser Vorrichtung besteht in der Möglichkeit, während des Betriebs zwischen Probenahmesonde und Anemometer, ohne Demontage der Rohrleitungen, zu wechseln. So kann die Strömungsgeschwindigkeit und damit die Isokinetik jeder Zeit durch unmittelbare aufeinanderfolgende Messungen überprüft werden.

4. Erste Ergebnisse

4.1. Aufbau der Versuche

In einem ersten Schritt sollte die Funktion der Messmethode bestätigt werden. Es wurde lediglich die Umfangskraft variiert, die laut Literatur einen wesentlichen Einfluss auf die Feinstaubemission ausübt. Durch einen moderaten Belastungsbereich wurde sichergestellt, dass die Reifen wie im üblichen Fahrbetrieb auf der Straße beansprucht wurden. Nicht untersuchte Größen wurden konstant gehalten. Die genauen Belastungen und Einstellungen können Tabelle 2 entnommen werden.

Die Versuche wurden mit einem Pkw-Sommerreifen der Dimension 255/40 R20 101 Y durchgeführt. Der Reifen besitzt ein asymmetrisches Profil und keine Rotationsrichtung. Der Reifendruck wurde zu Beginn jeder Versuchsreihe bei Raumtemperatur auf 2,6 bar eingestellt. Als Fahrbahn wurde eine Asphaltmischung der Kategorie AC 11 D S genutzt. Die Kassetten wurden an den Stoßstellen mit einem Gemisch aus Kunstharz und Split zu einer

durchgehenden Oberfläche verbunden. Mithilfe eines SRT-Pendels³ wurde die Griffigkeit der Oberfläche bestimmt, wodurch Rückschlüsse auf die Rauheit möglich waren.

Tabelle 2: Untersuchte und konstante Parameter mit zugehörigen Werten

Umfangskraft	-4 kN	-2 kN	0 kN	2 kN	4 kN
Sturz- & Schräglaufwinkel	0°				
Radlast	6,5 kN				
Geschwindigkeit	80 km/h				

Durch die Einhausung des Prüfstands und den Überdruck im Trommelinneren gelangten kaum Partikel aus der Umgebung in die Trommel. Dieser Effekt ist einerseits erwünscht, um Schwankungen und Verunreinigungen bei den Messungen zu vermeiden. Andererseits führt das Fernbleiben neuer Verschmutzungen dazu, dass der Reifen die Fahrbahn durch das ständige Überrollen allmählich reinigt. Dieses Phänomen tritt auf offener Straße nicht auf, da sich aus der Umgebung stammende Partikel ständig auf der Fahrbahn niederschlagen. Im Prüfstand führt die Abwesenheit von Staub dazu, dass der Reifengummi an seiner Oberfläche keine Fremdpartikel aufnimmt. Bei Belastung erwärmt sich das Gummi lokal und wird klebrig, wodurch sich das Verschleißbild gegenüber dem realen Bild auf der Straße verändert. Anstelle der üblichen kleinen Gummipartikel entstehen längere, klebrige Gummiwürstchen, die an der Reifenoberfläche haften. Um diesen Effekt zu vermeiden, muss dem Prüfstand in regelmäßigen Abständen ein Drittmateriale zugegeben werden, das das Kleben des Reifens verhindert und so für realistische Bedingungen sorgt. Für eine hohe Realitätstreue bei Abriebversuchen können dafür verschiedene Stäube zum Einsatz kommen. Im Rahmen dieses Projekts war die Zugabe von Staub nicht möglich, da die Größenverteilung von Stäuben bereits in der Größenordnung von Feinstaub beginnt. Nachfolgende Messungen würden langfristig negativ beeinflusst. Daher wurde anstelle des Staubs eine Mischung verschiedener feinkörniger Sande (Quarz, Korund und Calciumcarbonat) zugegeben, deren Größenverteilung laut Herstellerangaben erst oberhalb der oberen Detektionsgrenze des Spektrometers beginnt. In dieser Mischung fand sich zwar auch Feinstaub, allerdings in solch geringen Mengen, dass er nach kurzer Zeit nicht mehr nachweisbar war. Durch diese Methode

³ SRT = engl. (Portable) Skid Resistance Tester

konnte das Kleben des Reifens verhindert werden, ohne die nachfolgenden Versuche langfristig zu beeinflussen.

4.2. Durchführung der Versuche

Zur Erzeugung aussagekräftiger Ergebnisse wurde jeder Belastungszustand mehrfach angefahren. Dabei unterlag die Vorgehensweise einem festgelegten Zyklus. Zunächst wurde der Reifen bei einer Radlast von 6,5 kN und einer Geschwindigkeit von 80 km/h auf eine Mindesttemperatur von 28 °C erwärmt. Anschließend wurden zu Beginn jeder Testserie 10 g der Sandmischung eingebracht. Um eine starke Verwirbelung des Sands aufgrund der Luftströmung innerhalb der Trommel zu vermeiden, wurde die Geschwindigkeit auf 50 km/h reduziert. Somit konnte sichergestellt werden, dass ein Großteil des Sandes auf die Fahrbahn gelangte. Anschließend beschleunigte der Prüfstand auf die Messgeschwindigkeit von 80 km/h. Um weiterhin sicherzustellen, dass der zugegebene Sand auf der Fahrbahn verblieb und nicht unmittelbar abgesaugt wurde, war die Absaugung für diesen Zeitraum inaktiv. Erst anschließend wurde sie zugeschaltet, sodass die Partikelkonzentration wieder sank. Erreichte sie das Niveau⁴, das vor der Zugabe des Sandes vorlag, begann die eigentliche Messphase.

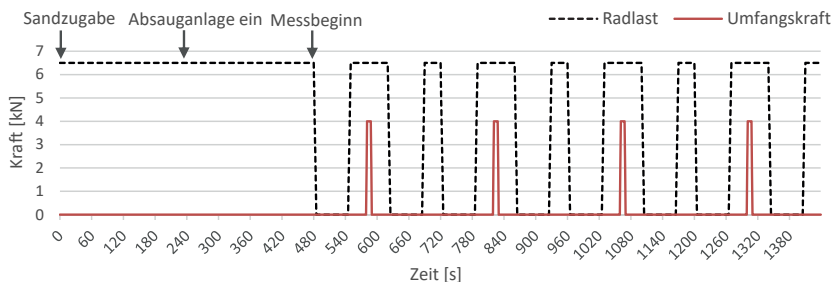


Bild 4: Zeitlicher Verlauf der Kräfte während einer Testreihe

In Bild 4 ist eine beispielhafte Testreihe zur Messung der Emission bei einer Antriebskraft von 4 kN dargestellt. Auf die beschriebene Vorbereitungsphase (bis 480 s) folgte direkt die Messphase, die hier aus vier Messzyklen bestand. Ein solcher Messzyklus beinhaltet wiederum fünf Phasen, wobei alle Zustandsänderungen über Trapezfunktionen realisiert wurden. Um die bereits vorliegende Partikelkonzentration im Trommelinneren zu messen, begann jeder Messzyklus mit einer ein-minütigen Phase mit abgehobenem Rad. Die

⁴ Bezogen auf die Partikelmassen- und -anzahlkonzentration.

gemessene Partikelkonzentration konnte in diesem Zeitraum nicht aus dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt stammen und stellte die Hintergrundkonzentration dar. Anschließend setzte das Rad ab und rollte zunächst 30 Sekunden frei geradeaus. Darauf folgte die eigentliche Belastungsphase, wozu die Umfangskraft eingestellt wurde. Durch die relativ kurzen Belastungszeiten von sechs Sekunden wurde ein Überhitzen des Reifens vermieden und gleichzeitig eine realistische Beschleunigung simuliert. An die Belastung schlossen sich eine erneute frei rollende sowie eine abgehobene Phase an, in der die Reifenoberflächentemperatur abklingen konnte.

Das Ergebnis einer Testreihe ist in Bild 5 dargestellt. Die fünf Phasen werden von Durchschnittswerten repräsentiert. Es ist zu erkennen, dass sowohl die Partikelmassen- (PMC) als auch die -anzahlkonzentration (PNC) großen Änderungen unterliegt. Während sie sich zwischen abgehobenem und abgesetztem, frei rollendem Rad teilweise kaum unterscheiden, ist bei Belastung mit Umfangskraft stets ein deutlicher Anstieg zu erkennen. Diese Aussage gilt ebenso für die Reifenoberflächentemperatur.

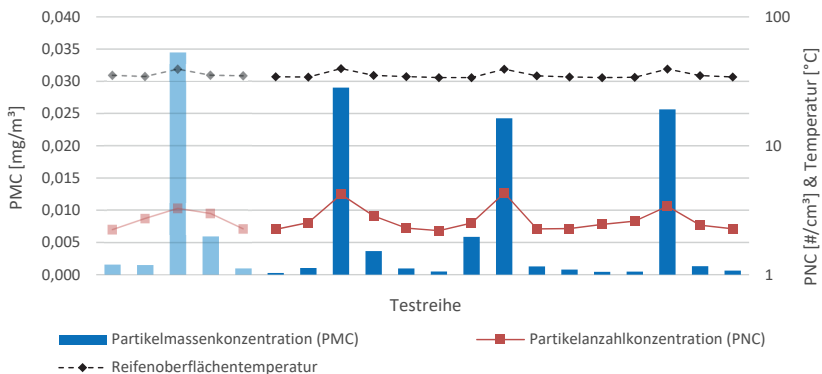


Bild 5: Emission während einer Testreihe zur Antriebskraft 4 kN, bestehend aus vier Messzyklen

Zur Auswertung wurden Messpunkte als Ausreißer definiert und entfernt, deren Partikelmassenkonzentration mehr als die dreifache Standardabweichung vom Mittelwert der jeweiligen Phase entfernt lag. Es fiel auf, dass der erste Messzyklus nach Sandzugabe immer die höchste Emission hervorbrachte. Das ließ vermuten, dass trotz völlig abgeklungener Hintergrundkonzentration Sand bzw. Staub auf der Fahrbahn verblieben war, der erst bei

Belastung emittiert wurde. Daher wurde der erste Messzyklus stets von der Auswertung ausgeschlossen.

Es zeigte sich, dass für das abgehobene und das abgesetzte, frei rollende Rad beide Partikelkonzentrationen nach Belastung weitgehend höher lagen als vor Belastung. Hieraus ließ sich schließen, dass unter Belastung emittierte Partikel noch einige Zeit im Prüfstand zirkulierten, bevor sie vollständig abgesaugt werden konnten. Daher wurden zur Eliminierung des Hintergrundeinflusses nur die jeweils vor Belastung gemessenen Konzentrationen herangezogen. Diese wurden sowohl von den Emissionen für das frei rollende Rad, als auch für den jeweiligen Belastungszustand subtrahiert. Die Ergebnisse für den Partikelroßbereich zwischen $0,2\text{ }\mu\text{m}$ und $10\text{ }\mu\text{m}$ sind in Abschnitt 4.3 in Form von Kastengrafiken veranschaulicht.

4.3. Einfluss der Umfangskraft auf die Partikelemission

Zur Untersuchung des Einflusses der Umfangskraft auf die Partikelemission wurden Testreihen mit den in Tabelle 2 angegebenen Werten durchgeführt. Mit zahlreichen Testreihen ergaben sich, speziell für große Umfangskräfte, ebenfalls große Streubreiten, wie in Bild 6 zu erkennen ist. Der Einfluss der Umfangskraft auf die Partikelmassen- ebenso wie auf die -anzahlkonzentration ist dennoch klar zu erkennen. Bereits für die beiden moderaten Umfangskräfte von 2 kN (Reibwert ca. 0,3) ergeben sich sichtbare Anstiege bei der Partikelmassenkonzentration. Die Partikelanzahlkonzentration steigt hingegen zunächst nicht an, was bedeutet, dass die emittierten Partikel lediglich größer werden.

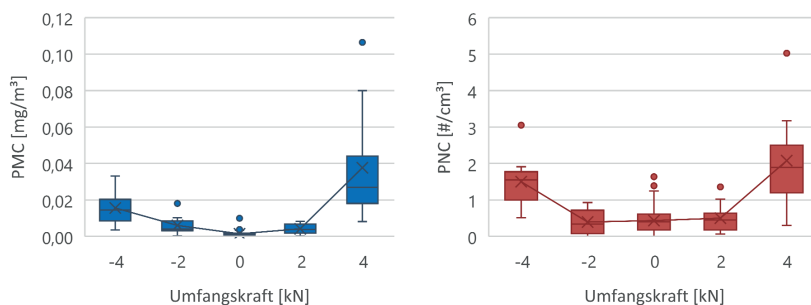


Bild 6: Einfluss der Umfangskraft auf die Partikelmassen- und -anzahlkonzentration

Bei der Partikelmassenkonzentration führen höhere Umfangskräfte (Reibwert ca. 0,6) beim Antreiben zu einem Anstieg von rund 2500 % gegenüber frei rollender Geradeausfahrt. Beim Bremsen stellt sich mit etwa 1000 % ein geringerer durchschnittlicher Anstieg ein. Die Veränderungen der Partikelanzahlkonzentration sind gleichgerichtet, fallen mit Anstiegen von

380 % bzw. 240 % aber deutlich geringer aus. Das bedeutet, dass auch hier (innerhalb des Größenbereichs von $0,2\ \mu\text{m}$ bis $10\ \mu\text{m}$) größere Partikel emittiert werden. Durch den stärkeren Anstieg bei hohen Umfangskräften deutet sich für beide Kurven ein parabelförmiger Verlauf der Emission an.

4.4. Einfluss der Fahrbahnrauheit auf die Partikelemission

Alle in Abschnitt 4.3 beschriebenen Versuche wurden auf derselben Fahrbahn durchgeführt. Diese wies auf der SRT-Skala eine durchschnittliche Griffigkeit von 59 auf und lag damit bereits unter dem von der Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen (FGSV) empfohlenen Abnahmewert von 60 [17]. Die relativ glatte Oberfläche ist eine Folge andauernder Belastung. Durch das ständige Über-rollen des Reifens kommt es zu einem Poliereffekt, der die Fahrbahnrauheit mit der Dauer abnehmen lässt. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, wird die Fahrbahn regelmäßig mit einem Spike-Reifen befahren. Innerhalb kurzer Zeit sorgen die Spikes für deutlich höhere SRT-Werte und somit eine realistischere Rauheit. Eine Fahrt mit Spike-Reifen wurde auch im Rahmen dieser Untersuchung durchgeführt. Nach dem Aufrauen lag mit einem SRT-Wert von 66,5 eine erheblich höhere Griffigkeit vor. Somit konnte der Einfluss der Fahrbahnrauheit auf die Reifen- bzw. Fahrbahnfeinstaubemissionen bestimmt werden. Das Ergebnis des Vergleichs ist in Bild 7 dargestellt. Stellvertretend für alle Belastungen wurde der Vergleich bei frei rollendem Rad und Umfangskräften von 4 kN durchgeführt.

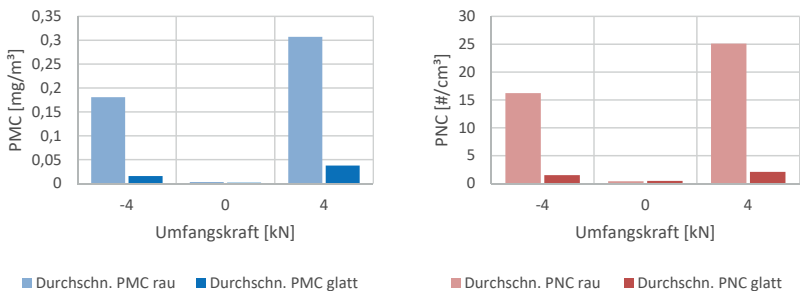


Bild 7: Einfluss der Fahrbahnrauheit auf die Partikelmassen- und -anzahlkonzentration

Mit dieser Einstellung wurden erneut Testzyklen nach der in Abschnitt 4.2 beschriebenen Vorgehensweise gefahren und die Daten ausgewertet. Sowohl für die Partikelmassen- als auch die -anzahlkonzentration sind Anstiege zu verzeichnen. Für negative und positive

Umfangskräfte gemittelt ergibt sich bei der Partikelmassenkonzentration ein Anstieg von rund 800 % gegenüber der glatten Fahrbahn. Für die Partikelanzahlkonzentration liegt dieser Wert sogar bei über 1000 %. Aus der Kombination beider Informationen lässt sich ableiten, dass die Partikel (zwischen 0,2 µm und 10 µm) im Durchschnitt etwas kleiner werden. Eine größere Fahrbahnrauheit fördert damit die Entstehung von Reifen- und Fahrbahnfeinstaub und begünstigt insbesondere die Entstehung kleinerer Partikel.

5. Diskussion

In den Abschnitten 4.3 und 4.4 wurden die Ergebnisse anhand der Partikelkonzentrationen erläutert. Zur Ermöglichung eines Vergleichs mit anderen Messverfahren und zur Einordnung gegenüber weiteren Feinstaubemittlern bietet sich jedoch die Angabe von Emissionsfaktoren an. Unter Berücksichtigung des Verhältnisses zwischen Absaug- und Messvolumenstrom sowie der Fahrgeschwindigkeit lässt sich aus der Partikelmassenkonzentration ein Emissionsfaktor berechnen.

Hierbei muss aber berücksichtigt werden, dass die Konzentrationswerte auf der Berechnung mit einer Dichte von 1 g/cm³ (Werkszustand des Messgeräts) basieren. Korrigierend müssen daher Werte für die Dichte von Reifen- bzw. Reifen-Fahrbahn-Partikel einbezogen werden. Unter der Annahme, dass die Partikel ausschließlich aus dem Reifen stammen, ergeben sich mit einer Dichte von 1,2 g/cm³ auf glatter Fahrbahn für die beiden Zustände frei rollend und mit einer Antriebskraft von 4 kN belastet Emissionsfaktoren von 0,13 mg/km bzw. 3,42 mg/km (pro Fahrzeug). Geht man hingegen von dem realistischeren Fall aus, dass die Partikel eine Mischung aus Reifen- und Fahrbahnmaterial darstellen (angenommene Dichte 2,2 g/cm³ [18]), führt dies zu Emissionsfaktoren von 0,25 mg/km bzw. 6,27 mg/km. Werden für die Berechnung weiterhin die auf rauer Fahrbahn gemessenen Partikelmassenkonzentrationen zugrunde gelegt, ergeben sich noch deutlich höhere Emissionsfaktoren. Aus den Konzentrationen für das frei rollende und mit 4 kN angetriebene Rad resultieren hier Emissionsfaktoren von 0,27 mg/km bzw. 27,6 mg/km für Reifen-Partikel sowie 0,49 mg/km bzw. 50,7 mg/km für Reifen-Fahrbahn-Partikel. Die beiden zuletzt genannten Werte schließen den gesamten in der Literatur für Pkw üblicherweise angegebenen Bereich [18] von Emissionsfaktoren ein. Der Wert für das frei rollende Rad liegt am unteren Ende des Bereichs, was angesichts einer Fahrt ohne jegliche Belastung nicht überrascht. Dass der Wert für eine Antriebskraft von 4 kN hingegen am oberen Ende der Spanne liegt, scheint aufgrund der damit verbundenen extremen Beschleunigung und der eingestellten Radlast von 6,5 kN ebenfalls plausibel. Weiterhin fällt auf, dass die Fahrbahnrauheit einen extremen Einfluss auf die Emissionsfaktoren ausübt. Unmittelbar nach dem Aufrufen war die Emission am höchsten und

flachte danach kontinuierlich ab. Das legt die Vermutung nahe, dass der Reifen die Rauheitsspitzen abgeschliffen hat, wodurch die Oberfläche allmählich egalisiert wurde. Das würde bedeuten, dass unmittelbar nach dem Aufrauen ein sowohl absolut als auch auch relativ höherer Anteil des Feinstaubs aus der Fahrbahnoberfläche stammte. Der große Einfluss der Fahrbahn auf die Feinstaubemission wird für den Bau von Straßen bzw. deren Instandhaltung einen bestehenden Zielkonflikt verstärken. Wie für geringen Rollwiderstand [19] und Reifenabrieb [20], sollte die Rauheit für geringe Feinstaubemission klein sein. Für einen guten Nassgriff hingegen wird hohe Rauheit benötigt, sodass weitere Untersuchungen und neue Ansätze zum Lösen des Zielkonflikts notwendig sind.

5.1. Prüfstands Aufbau

Der zur Absaugung der Partikel erzeugte Volumenstrom wurde so dimensioniert, dass zwischen Reifen und Absaugtrichter eine Strömungsgeschwindigkeit von etwa 100 km/h vorliegt. Damit sollte sichergestellt werden, dass alle Partikel erfasst werden und zur Probenahme gelangen. Es ist jedoch möglich, dass der Reifen um seine Lauffläche eine Art Sphäre ausbildet, in der Partikel gebunden und nicht abgesaugt werden. Dem wurde dadurch entgegengewirkt, dass der Spalt zwischen Trichter und Reifen so klein wie möglich gestaltet wurde.

Um die Emissionsfaktoren zu berechnen, wurden die im Absaugvolumenstrom gemessenen Konzentrationen verwendet. Aufgrund seiner Größe kann der Volumenstrom allerdings nicht komplett analysiert werden. Es muss ein kleinerer Messstrom entnommen werden, der als repräsentativ angenommen wird. Da sich Absaug- und Messvolumenstrom allerdings um einen Faktor von 5000 unterscheiden, führen bereits geringe Messabweichungen zu großen Schwankungen des Emissionsfaktors. Diese Schwankungen können jedoch durch Mittelwertbildung mehrerer Wiederholungsmessungen ausgeglichen werden. Zusätzlich spielt auch die Homogenität des Aerosols eine Rolle, die bei der Berechnung der Emissionsfaktoren vorausgesetzt wurde.

In Abschnitt 3.2 wurde beschrieben, dass der Eintrag von Partikeln aus der Umgebung in den Prüfstand mithilfe eines Überdrucks im Inneren verhindert wird. Dadurch kann eine Beeinflussung der Messergebnisse durch Schwankungen in der Umgebungsluft zuverlässig vermieden werden. Es kann allerdings nicht ausgeschlossen werden, dass sich emittierte, nicht abgesaugte Partikel während der Versuche, beispielsweise auf der Fahrbahn, absetzen und erst später lösen. Mithilfe der Ausreißererkennung kann ein solches Ereignis im lastlosen Zustand zwar registriert und gelöscht werden, während ohnehin starker Emission durch

Belastung fällt dies aber nicht auf. Allerdings werden in diesem Fall auch die Ergebnisse nur gering verfälscht.

5.2. Vorgehensweise bei den Versuchen

Um zu vermeiden, dass die Reifenoberfläche bei längerer Fahrt und starker Belastung klebrig wird, wurde in regelmäßigen Abständen Sand zugegeben. Auch auf offener Straße befinden sich stets Partikel aus Drittmateriale im Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Für gewöhnlich sind diese allerdings kleiner als der hier verwendete Sand. Da er oberhalb des vom Spektrometer detektierbaren Größenbereichs liegt, übt er keinen direkten Effekt auf die Messwerte aus. Ob er aber den Abriebprozess beeinflusst oder vom Reifen zermahlen wird und die Emission damit langfristig erhöht, ist noch nicht abschließend geklärt. Hierüber werden Untersuchungen mit einem Kaskadenimpaktor Aufschluss verschaffen, der bei den bisherigen Versuchen noch nicht verwendet wurde. Gleiches gilt für die Unterscheidung zwischen Reifen- und Fahrbahnmaterial. Ohne Analyse des im Impaktor gesammelten Materials, nur anhand der vom Spektrometer gemessenen Werte, ist es unmöglich, die Herkunft des Feinstaubes zu bestimmen. Optische und chemische Analysen sollen daher Klarheit darüber verschaffen, welche Beiträge der Reifen, die Fahrbahn und der zugegebene Sand zu den gemessenen Emissionen leisten.

6. Fazit

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der bestehende Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am KIT dahingehend erweitert, dass er in der Lage ist, die Feinstaubemission aus dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt bei unterschiedlichen Fahrzuständen zu bestimmen. Mithilfe eines Aerosolspektrometers kann sowohl die Masse als auch die Anzahl der Partikel gemessen werden. Erste Ergebnisse zeigen einen signifikanten Einfluss von Reifenumfangskräften, sodass die Partikelmassenkonzentration bei der ungünstigsten Beanspruchung gegenüber frei rollender Fahrt auf das 26-Fache ansteigt. Die Emissionswerte für einen belasteten und einen frei rollenden Reifen steigen nochmals erheblich, wenn anstelle einer glatten Fahrbahn eine raue genutzt wird. In dieser Konfiguration konnte ein maximaler Emissionsfaktor von rund 50 mg/km für ein Fahrzeug errechnet werden. Weiterhin hat sich gezeigt, dass bei Umfangskraftübertragung nicht nur mehr, sondern auch größere Partikel emittiert werden. In künftigen Versuchen muss untersucht werden, welchen Anteil die Fahrbahn und der Reifen an den gemessenen Feinstaubemissionen haben. Zusätzlich sollen weitere Fahrzeugeinflüsse variiert und die quantitativen Zusammenhänge genau bestimmt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] OECD: Non-exhaust Particulate Emissions from Road Transport : An Ignored Environmental Policy Challenge. Paris : OECD Publishing, 2020
- [2] WORLD HEALTH ORGANIZATION: Ambient (outdoor) air pollution (2021). URL [https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/ambient-\(outdoor\)-air-quality-and-health](https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/ambient-(outdoor)-air-quality-and-health)
- [3] UMWELTBUNDESAMT: Feinstaubbelastung in Deutschland. Dessau-Roßlau, 2009
- [4] MAHER, B. A. ; GONZÁLEZ-MACIEL, A. ; REYNOSO-ROBLES, R. ; TORRES-JARDÓN, R. ; CALDERÓN-GARCIDUEÑAS, L.: Iron-rich air pollution nanoparticles: An unrecognized environmental risk factor for myocardial mitochondrial dysfunction and cardiac oxidative stress. In: Environmental research 188 (2020), S. 109816
- [5] RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: Richtlinie 1999/30/EG des Rates vom 22. April 1999 (in Kraft getr. am 1999). In: Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften (1999). URL <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:1999:163:0041:0060:DE:PDF>
- [6] UMWELTBUNDESAMT: Feinstaub - Jährliche Auswertungen. URL <https://www.umweltbundesamt.de/themen/luft/luftschadstoffe/feinstaub>
- [7] KWAK, Jihyun ; LEE, Sunyoun ; LEE, Seokhwan: On-road and laboratory investigations on non-exhaust ultrafine particles from the interaction between the tire and road pavement under braking conditions. In: Atmospheric Environment 97 (2014), S. 195–205
- [8] AATMEEYATA ; KAUL, D. S. ; SHARMA, Mukesh: Traffic generated non-exhaust particulate emissions from concrete pavement: A mass and particle size study for two-wheelers and small cars. In: Atmospheric Environment 43 (2009), Nr. 35, S. 5691–5697
- [9] MATHISSEN, Marcel ; SCHEER, Volker ; VOGT, Rainer ; BENTER, Thorsten: Investigation on the potential generation of ultrafine particles from the tire–road interface. In: Atmospheric Environment 45 (2011), Nr. 34, S. 6172–6179
- [10] MATHISSEN, Marcel ; SCHEER, Volker ; KIRCHNER, Ulf ; VOGT, Rainer ; BENTER, Thorsten: Non-exhaust PM emission measurements of a light duty vehicle with a mobile trailer. In: Atmospheric Environment 59 (2012), S. 232–242
- [11] KUPIAINEN, Kaarle J. ; PIJOLA, Liisa: Vehicle non-exhaust emissions from the tyre–road interface – effect of stud properties, traction sanding and resuspension. In: Atmospheric Environment 45 (2011), Nr. 25, S. 4141–4146
- [12] FOITZIK, Michael-Jan ; UNRAU, Hans-Joachim ; GAUTERIN, Frank ; DORNHÖFER, Johannes ; KOCH, Thomas: Investigation of Ultra Fine Particulate Matter Emission of Rubber Tires. In: Elsevier 87 (2018), S. 87–95
- [13] GÜTLINGER, Johannes: Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. Karlsruhe, Germany, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik. Dissertation. 2015

- [14] DIN EN 1822-1. Oktober 2019. Schwebstofffilter (EPA, HEPA und ULPA) - Teil 1: Klassifikation, Leistungsprüfung, Kennzeichnung
- [15] ESTA APPARATEBAU GMBH & CO. KG: Datenblatt DUSTOMAT 4-10 eco+. URL <https://www.esta.com/de/produkte/entstauber/dustomat-4/> – Überprüfungsdatum 2021-09-02
- [16] HINDS, William C.: Aerosol Technology : Properties, Behavior, and Measurement of Airborne Particles. 2. Aufl. New York : Wiley-Interscience, 1999
- [17] FORSCHUNGSGESELLSCHAFT FÜR STRAßEN- UND VERKEHRSWESSEN: Zusätzliche technische Vertragsbedingungen und Richtlinien für den Bau von Verkehrsflächenbefestigungen aus Asphalt : ZTV Asphalt-StB 07. Ausgabe 2007 / Fassung 2013. Köln, 2007 (FGSV R1 - Regelwerke)
- [18] BAENSCH-BALTRUSCHAT, Beate ; KOCHER, Birgit ; STOCK, Friederike ; REIFFERSCHIED, Georg: Tyre and road wear particles (TRWP) - A review of generation, properties, emissions, human health risk, ecotoxicity, and fate in the environment. In: The Science of the total environment 733 (2020), S. 137823
- [19] WILDE, James; EJSMTONT, Jerzy A. (Mitarb.); SWIECZKO-ZUREK, Beata (Mitarb.); RONOWSKI, Grzegorz (Mitarb.) : Rolling Resistance Measurements at the MnROAD Facility, Round 2. St. Paul, Minnesota, July 2014
- [20] LOWNE, R. W.: The Effect of Road Surface Texture on Tyre Wear. In: Wear (1969), S. 57–70

Investigation of the damage criticality of axle components of a four-link rear axle on the driving simulator

R. Schurmann, Dr. T. Kersten, Dr. G. Ungemach,

Volkswagen AG, Wolfsburg;

N. Harendza, M. Martynkewicz,

TRE GmbH, Neustadt a. d. Weinstraße;

Prof. B. Schick, M. Böhle,

Hochschule Kempten, Kempten

Abstract

Reducing time, costs and prototypes in vehicle development is a central objective. Previously, simulation and experimental testing are separate blocks in the development process chain that exchange information with each other. Theoretical preliminary considerations are realised by simulations, which are then tested by prototypes in real road trials. The use of driving simulators enables a synergetic solution to combine simulation and experimental testing. A process chain is presented in order to make it possible to experience the MBS model with damaged axle components on the driving simulator and thus also to evaluate them subjectively. Various deformation states of the components of the four-link rear axle are subjectively evaluated by several test drivers on the driving simulator in various driving manoeuvres. In the process, the components are ranked in terms of their damage criticality and the customer acceptance threshold is determined based on the component deformation. Furthermore, correlations between objective overall vehicle quantities and subjective driver evaluations are identified via linear regression models and artificial neural networks.

Kurzfassung

Die Reduzierung von Zeit, Kosten und Prototypen in der Entwicklung ist ein zentrales Ziel. Bisher stellen Berechnung und Versuch getrennte Blöcke in der Entwicklungsprozesskette dar, die Informationen untereinander austauschen. Durch die Berechnung werden theoretische Vorbetrachtungen realisiert, welche dann durch Prototypen im realen Versuch getestet werden. Die Verwendung von Fahrsimulatoren ermöglicht eine synergetische Lösung, um Berechnung und Versuch zu vereinen. Es wird eine Prozesskette vorgestellt, um MKS-Modell mit beschädigten Achsbauteilen auf dem Fahrsimulator erlebbar und somit ebenfalls subjektiv bewertbar zu machen. Verschiedene Deformationszustände der Bauteile der Vier-

lenkerhinterachse werden auf dem Fahrsimulator in diversen Fahrmanövern subjektiv von mehreren Testfahrern bewertet. Dabei werden die Bauteile hinsichtlich ihrer Versagenskritikalität sortiert und die Kundenakzeptanzschwelle basierend auf der Bauteilverformung bestimmt. Darüber hinaus werden Korrelationen zwischen objektiven Gesamtfahrzeuggrößen und subjektiven Fahrbewertungen über multilineare Regressionsmodelle und künstliche neuronale Netze identifiziert.

Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Publikation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen Aktiengesellschaft.

The results, opinions and conclusions expressed in this publication are not necessarily those of Volkswagen Aktiengesellschaft.

1. Introduction

Until now, it has been difficult to make statements about the influence of certain axle damages on the subjectively perceived stability and controllability of a vehicle. There are essentially three basic approaches for assessing the driver's perceived vehicle stability. Firstly, the test driver can be asked directly about his subjective assessment of the vehicle stability. The stability of the vehicle can thus be quantified on the basis of a previously defined stability benchmark. A second option is to define a driving task and measure the time required to complete this task without errors. Finally, physiological parameters of the driver can also be measured, such as the pulse, the breathing rate or the electrical resistance of the skin. These parameters can be used to determine the stress level of the driver and thus also the perceived vehicle stability [1].

The state of the art in axis development are virtual simulation methods such as multi body simulation (MBS) and the finite element method (FEM). These numerical simulation approaches deliver objective physical values in the first instance, which cannot be directly converted into a subjective perception of stability. Therefore, models have already been developed to convert objectively determinable physical quantities into subjective perceptions [2-4]. The numerical simulation methods are complemented by real vehicle tests as an alternative approach. In this way, certain axle damages can be reproduced in real vehicles. The main disadvantages of this approach are the high costs, the immense amount of time required to prepare the prototype vehicles, the increased danger for the test driver and the low reproducibility. Driving simulators are becoming increasingly important in the virtual development of

vehicles. Driving simulators enable the creation of a synergy between numerical simulation models and real driving tests. In [5], a process is presented that makes it possible to transfer the MBS model of a damaged vehicle rear axle into a real-time environment. This allows test drivers to virtually drive a vehicle with a damaged rear axle in the driving simulator and subjectively evaluate it. This process chain is also validated by test drives with a real vehicle and the comparison of objective variables.

In [5], the entire process is carried out using the spring link as an example. The aim of this work is to extend the methodology to all control arms of the four-link rear axle in order to be able to make statements about the criticality of the damage of the various axle components. This knowledge can in turn be used for the development of future axle systems. By ranking the axle components according to their criticality of damage, it is possible to determine which components have the greatest influence on driving stability and thus on safety. In addition, severely deformed components should have a noticeable impact on driving stability. For this reason, it is of great importance to assess the effects of possible damage on controllability already during the design of the components.

2. Theoretical background

The aim of this work is to determine the damage criticality of axle components of a four-link rear axle. In this way, it should be quantified how deformations of axle components affect the controllability of the vehicle. This is particularly relevant for the development of new vehicle axles as well as for the driver safety. If axle components spontaneously fail after unnoticed previous deformation, the driver can be brought into a dangerous situation. As a result, it is important that the driver receives clear feedback about the condition of his vehicle in advance. Furthermore, a virtual damage assessment can be realised by means of the driving simulator, i.e. selected cases of damage can be made perceptible. This allows the failsafe concept to be ensured already in the virtual domain.

Numerical simulations only provide physical result data that do not directly indicate subjective driving impressions. As a result, correlations between subjective assessments and objective vehicle characteristics are of great importance, especially for developments in the early stages.

2.1 Failsafe concept for deformed axles and virtual FMEA

During the development of a new axle or axle concept, various standardised load cases are used for component validation. As a result, driver safety is guaranteed under normal operating conditions as well as for selected overload scenarios. However, vehicle misuse scenarios can occur, even unintentionally, which resemble accident-like behaviour and are therefore not validated within the framework of operational stability [5]. If the driver ignores the consequences of such vehicle misuse in the form of steering wheel and wheel misalignments or only insufficient damage repair is carried out by the workshop, then a pre-damaged component remains in the vehicle. After component deformation, prolonged stress or corrosion can lead to cracking and subsequently to complete component tearing. In the context of this work, however, the focus is on the criticality of deformed components. Other damage patterns, such as component cracks and component tears, are initially not taken into account.

The "failsafe" concept means, that it is safe to continue driving to the next workshop, despite the damaged component. It is important, that the driver receives clear feedback from the vehicle that the vehicle is damaged. This could be expressed, for example, by wheel and steering wheel misalignment or unstable driving behaviour [5]. The FMEA (Failure Mode and Effects Analysis) is a method for identifying possible failure modes and the associated risks [6]. So far, possible cases of damage have only been evaluated in complex real driving tests. These tests are expensive, potentially dangerous for the driver and difficult to reproduce. By using driving simulators, the influence of axle damage can be virtually assessed during early stages of development. Thus, the FMEA can be integrated into the virtual development process, which leads to higher safety and quality [6].

The following table 1 compares possible damage to the axis depending on the load direction based on [5]. On the one hand, the direction of the force is relevant to the type of damage that occurs. On the other hand, the geometry and material of the components themselves also influence which axle components are damaged in the event of misuse. Table 1 shows that all components of the four-link rear axle can be damaged under certain misuse situations. The process presented in [5] enables testing various damage configurations in the driving simulator. The aim of the work is to arrange the damaged axle components according to the subjective criticality of damage. This allows to investigate which components are most critical after a misuse scenario and at which component deformation the customer's acceptance limit is reached.

Table 1: Possible component damages after overload events

Overload direction	Possible component damage
Forward	Kinked spring link/tie rod/ upper control arm
Lateral impact	Kinked spring link/tie rod
Reverse	Buckled trailing arm
Lateral Reverse	Crumpled trailing arm/tie rod

2.2 Correlation of subjective evaluations and objective variables in driving dynamics

In order to determine the subjective driving impression, complex driving tests are generally necessary. These can take place both in the real vehicle and in the driving simulator. By determining correlations between objective physical quantities and subjective driver evaluations, statements about the expected subjective perception can already be made on the basis of numerical simulation. Various studies have already been carried out to find such correlations.

In [7] the authors found correlations between the subjective driver assessments and objective measures of the vehicle steering. The objective indicators are obtained from time and frequency domain measurement data, as for example the yaw response gain or steering sensitivity. Both multilinear regression models and artificial neural networks are used to identify correlations between subjective and objective indicators and deliver very similar relations. In [8] a linear correlation between objective tire parameters and subjective test driver evaluations is described. In a first step four tire parameters based on the Pacejka model are identified in order to describe the lateral dynamics at low transversal accelerations. Afterwards the Choquet integral is used to combine the tire parameters for generating an overall objective rating. In [9] and [10] a driving simulator is used to find correlations between subjective perceptions and objective vehicle measures. In [9] the subjective evaluation in the event of loss of adherence is examined in more detail. The maxima of lateral acceleration, slip angle, steering angle, speed and lateral deviation serve as objective indicators. The subjective criteria (perceived intensity, perceived duration, danger and control feeling) are recorded via a questionnaire. There are linear relationships between certain objective and subjective variables.

In [10] the vehicle motion after overrunning road unevenness on a highway is investigated in more detail. Objective indicators are maxima, durations and ratios of yawing and rolling movements. A strong linear dependence between the objective variables and the subjectively perceived driving comfort is also determined. In [11] the authors use artificial neural networks in order to identify nonlinear correlations between subjective ratings of vehicle handling and objective measures in the frequency domain, which are examined at certain frequencies.

3. Methodology for converting MBS models to the real-time domain

This chapter presents the process developed in cooperation between Volkswagen AG and TRE GmbH for generating a real-time model with a damaged vehicle axle [5]. In this work, only deformed axle components are examined as a case of damage. Component cracks or sudden failure due to the demolition of control arms are initially ignored. As a result of component deformation, the axis kinematics change on the one hand and the stiffness of the damaged component on the other. As part of a sensitivity study, various degrees of deformation are investigated in order to quantify the severity of the effects on driving behaviour as well as the perceptibility threshold.

Figure 1 illustrates the entire model development process from the initial rigid MBS axis to the damaged axis in the real-time domain. In the first step, the axle component to be damaged is modelled in the FE environment using the ABAQUS software. The component is systematically deformed and a model neutral file (mnf-file) is created for each degree of deformation. In the second step, the mnf-file is used in the MBS software ADAMS/Car to replace the damaged rigid control arm with a flexible body [5].

In order to achieve real-time capability of the MBS model, the complex highly nonlinear MBS model needs to be converted into a map model. For this purpose, the static wheel plane in ADAMS/Car is measured after the import of the flexible body when the vehicle is stationary. The data for the track and the camber from the MBS simulation are set in the real-time environment of CarMaker, so that the entire vehicle is virtually completely mapped. The software communicates with the driving simulator and transmits the virtually defined vehicle subsystems, such as chassis, powertrain or steering [5].

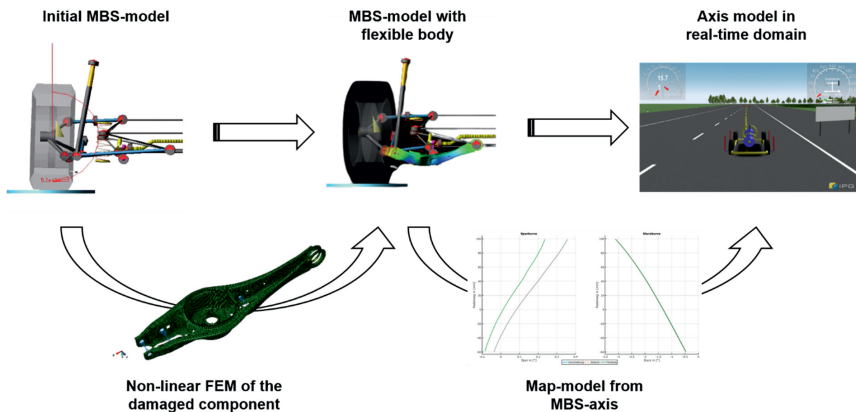


Fig. 1: Process chain for converting the MBS model with a damaged axle component into a real-time model

3.1 Simulation of the damaged vehicle axle

The simulation process of the damaged vehicle axle begins with the calculation of the deformed component in the FEM program ABAQUS. The boundary conditions are set according to the adjacent joints in the MBS model. Subsequently, a path-controlled static deformation takes place in previously defined steps in the range of 0 mm to 35 mm. A numerical modal analysis is then performed to determine the modes of the statically deformed component. This process is visualized in figure 2 for the spring link. Based on the modal analysis of the deformed component, mnf-files can be generated, which is the prerequisite for the integration of flexible bodies into ADAMS/Car.

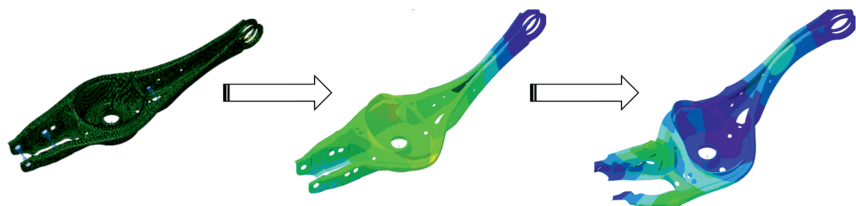


Fig. 2: Nonlinear deformation and modal analysis of the spring link with FEM

The mnf-file is a binary file format and contains all the necessary information for the flexible body in ADAMS/Car grouped into blocks, such as the node coordinates, natural frequencies, modes and connection nodes. When generating this file, it must be specified which nodal degrees of freedom and which eigenmodes are maintained. When replacing the rigid body with the flexible body, care must be taken to ensure correct positioning and the correct connection of the interface nodes. Figure 3 schematically shows the modelling of the spring link in the MBS model. It becomes clear that the corresponding interface nodes must be assigned to the adjacent components. The integration of flexible bodies via the mnf-file is state-of-the-art and enables the mapping of modal stiffness.

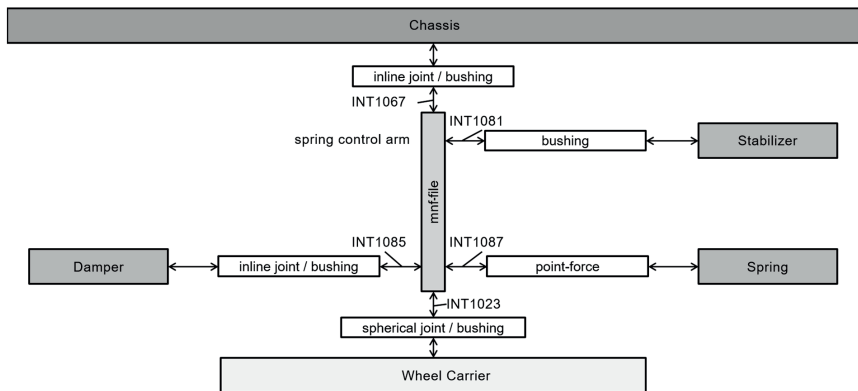


Fig. 3: Scheme of MBS model for the integration of the flexible spring link as mnf-File

3.2 Real-time simulation in CarMaker

For further investigations on the driving simulator, the models from ADAMS/Car must be converted into the real-time environment of CarMaker. To do this, the highly nonlinear MBS models must be transformed into map based models with look-up tables. There are different approaches to do this. On the one hand, the generation of suspension kinematics compliance files (skc-files) is possible, which can be imported directly into the CarMaker software. This is done e.g. by a displacement- and force-controlled input to the wheel under different steering angles and simultaneous recording the wheel translation and rotation in all directions such as toe, camber and track. Due to the skc-files, all wheel motion information can be transferred to the real-time model. The disadvantage of this variant is that it is not possible to switch errors while driving, as changing the skc-file requires reloading the model.

On the other hand, it is possible to read out parameters of the wheel plane from the MBS simulation and superimpose them as wheel misalignment in CarMaker. For this purpose, after importing the flexible body into ADAMS/Car, the parameters toe, camber and track are captured when the vehicle is stationary. This makes it possible to change error states during the simulation runtime by changing the parameters through Direct Variable Access (DVA). Preliminary studies have shown that the difference between this two approaches is negligible in terms of model accuracy in comparison to MBS simulations [5]. As a result, the method of adjusting the static wheel plane is applied to the investigations. Both methods enable the simulation of a static deformation of axle components and thus the calculation of the dynamic behaviour of the vehicle in response to a spontaneous axle deformation. Transient effects of component deformation, as they occur during demolition processes, cannot be investigated. When converting the MBS model into the real-time environment, the greatest loss of information occurs in the entire process chain. As a result, the real-time axle models in CarMaker must be validated with the MBS models from ADAMS/Car.

4. Evaluation of the damage criticality of rear axle damages on the driving simulator

After converting the MBS models with flexible bodies of the damaged axle components into the real-time domain, the dynamic driving simulator is used for the subjective evaluation of the vehicle handling. The presented process chain allows to experience a wide range of damage conditions in the driving simulator. The aim is to sort the axle components of the four-link rear axle according to the criticality of their damage for the stability of the vehicle as well as the controllability of the driver.

4.1 Specifications of the driving simulator

The subjective controllability evaluation described in this article is carried out on the dynamic driving simulator of the Kempten University of Applied Sciences. The aVDS (Advanced vehicle driving simulator, see figure 4) of the Institute for Driver Assistance and Connected Mobility (IFM) is provided by AB Dynamics. Using a motion platform controlled by eight electric linear actuators, this system is capable of reproducing the simulation's motion outputs with more than 15 Hz in all six degrees of freedom with low transfer latency, see table 2. All linear actuators are controlled by a central real-time computer at 2 kHz. The environment visualization using rFpro is provided by seven 240 Hz projectors with dedicated rendering computers on a cylindrical screen with a diameter of 9 m. The system utilizes a



Fig. 4: Advanced Vehicle Driving Simulator (aVDS) at UAS Kempten

distributed EtherCAT network for global synchronization of real-time and rendering machines. To enable a realistic driver environment for subjective evaluation, the simulator features a full vehicle cockpit, haptic steering feedback is provided via a full HiL setup of the electric steering system with external rack force feedback. Additional details on the aVDS can be found in [5] and [12], which also contains an in-depth analysis of the utilized steering HiL system (MXsteerHiL) by MdynamiX.

Table 2: Performance data of the aVDS

Degree of freedom	Effective travel	-3 dB frequency bandwidth
Surge (translation in x)	± 540 mm	> 15 Hz
Sway (translation in y)	± 1250 mm	> 35 Hz
Heave (translation in z)	± 120 mm	> 50 Hz
Roll (rotation around x)	$\pm 8^\circ$	> 50 Hz
Pitch (rotation around y)	$\pm 9^\circ$	> 50 Hz
Yaw (rotation around z)	$\pm 30^\circ$	> 35 Hz

Since dynamic driving simulators can typically only reproduce the unchanged motion behaviour of the vehicle body within limits due to frequency bandwidth and space constraints, filtering of the simulated vehicle motion states via so called motion cueing algorithms is necessary. [5] provides an overview of the main target criteria for a suitable motion cueing algorithm in the context of subjective controllability evaluations performed by non-expert drivers. While it is not a part of this publication, a detailed analysis of the effects of both motion cueing and haptic steering feedback on subjective driver performance and the resulting system evaluation is both part of relevant literature and subject of ongoing investigations.

4.2 Methodology of driving tests

The aim of the investigation is to determine a ranking for the subjectively perceived damage criticality of the components of a four-link rear axle. The components to be examined are the spring link, the tie rod, the trailing arm, the control arm and the spring, see figure 5. Three deformation states of 5 mm, 15 mm and 25 mm are examined for each control arm. Accordingly, mnf-files and the corresponding ADAMS/Car models must be generated for each control arm and for each deformation state in order to transfer the parameters of the static wheel plane to CarMaker. For the spring, only the fault state of the spring breakage is analysed. For this purpose, the stiffness of the spring is set to zero in CarMaker.

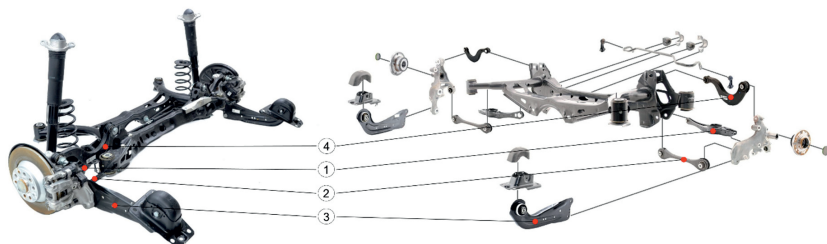


Fig. 5: Assembly (left) and explosion illustration (right) of the four-link rear axle:
(1) = Spring Link | (2) = Tie Rod | (3) = Trailing Arm | (4) = Control Arm

All damage configurations are driven as stationary as well as transient faults. Stationary means that the damage state is permanently active, whereby in the transient case the damage is suddenly activated. The driving manoeuvres with stationary fault condition are a straight line, a curve, a double lane change and a slalom. All four manoeuvres are driven on a virtual test track. When driving straight ahead, the test driver drives an infinitely long road at about 100 km/h and is asked to give light steering commands to oscillate a bit in the lane. The cornering is also carried out at 100 km/h on a curve with a radius of 190 m in order to limit the radial acceleration to about 4 m/s². Both when driving straight ahead and when cornering, no cruise control is used, so that the test driver also takes over the adjustment of the speed in addition to the steering. The double lane change is carried out according to the specifications in ISO 3888-1 [13]. The slalom is bordered by ten cones at a distance of 18 m. The double lane change and the slalom are driven with a speed limiter at 50 km/h, so that the test driver can concentrate exclusively on steering and the corresponding vehicle response. The transient error states are driven on a virtual country road, which consists of straight sections of the route as well as left and right turns with the always identical radius of 95 m. Each error configuration is activated once in a left turn and once in a right turn.

In total, each test driver must drive 13 different axle damage configurations as well as the reference state. In the first block, all manoeuvres are driven with stationary damage. In the subsequent block, all damage configurations are driven as transient errors on the virtual country road. In the individual blocks, the error configurations are randomly selected so that the driver does not know which error is present and can therefore evaluate unaffected. After each driving manoeuvre, the test driver answers five questions that are used for evaluation. In advance, the driver is informed about the importance of the questions as well as the rating scale. Table 3 compares the criteria queried and their descriptions. A scale of one to ten is used as a rating scale, where one corresponds to an accident or impassable vehicle and ten corresponds to a new car without impairing driving behaviour

In the CarMaker software, various objective quantities of the overall vehicle behaviour such as steering angle, yaw rate, lateral acceleration, side slip etc. are simultaneously measured and stored. These are later used to correlate subjective perceptions and the corresponding key performance indicators (KPIs). It is sufficient to log the data in the real-time environment CarMaker, as the driving simulator approximates the movements from CarMaker with sufficient accuracy. However, longitudinal dynamic variables must be disregarded, as the driving simulator cannot realistically reproduce movements in the longitudinal direction due to its design.

Table 3: Description of the criteria for the driving tests

Criterion	Description
Controllability	The criterion describes whether a vehicle can be safely handled by the driver in the event of a system damage/component defect.
Stability	The criterion describes how well or poorly the vehicle is able to maintain a condition specified by input from the driver.
Strength of the defect	The criterion describes how strong or weak the defect is felt by the driver.
Criticality	The criterion describes the degree of danger that exists for the driver when the defect occurs.
Steering effort	The criterion describes how much steering input and corrections have to be made to the steering wheel to perform the manoeuvre.

Scale: 1 = accident, 5 = customer acceptance threshold, 10 = new car

4.3 Results and evaluation of the stationary damages

The entire program is completed by 13 test drivers. In the first analysis step, it is examined whether the evaluation criteria differ greatly. Table 4 compares the evaluation criteria for the 25 mm deformed control arms and the spring break averaged over all test drivers and driving manoeuvres. A horizontal comparison of subjective evaluations shows that they are very similar. Accordingly, the differences between the individual criteria are small and an evaluation of several criteria does not provide any additional insights. As a result, it may make sense to reduce the number of evaluation criteria in future investigations. For this work, criticality is selected as a representative evaluation criterion, which serves as the basis for the following investigations.

Table 4: Subjective evaluations of various criteria for the 25 mm deformed control arms and the spring failure averaged over all test drivers and driving maneuvers

	Controllability	Stability	Strength of the defect	Criticality	Steering Effort
Spring Link	3.23	2.85	2.29	2.62	3.58
Tie Rod	4.71	4.21	2.87	3.69	4.23
Trailing Arm	8.94	8.88	8.67	8.96	8.21
Control Arm	9.17	9.10	9.10	9.12	8.46
Spring Failure	8.63	8.25	5.00	7.63	8.25

Figure 6 compares the criticality of the examined control arms with a maximum deformation of 25 mm as well as the spring breakage for the maneuvers with stationary damage in order to identify a ranking of damage criticality. In the less dynamic manoeuvres of driving straight-ahead and cornering, large deformations of 25 mm in the trailing arm and control arm as well as the spring break lead only to a slightly increased criticality. Accordingly, these claims are hardly registered and are above the customer acceptance limit. A deformation of the spring link or the tie rod by 25 mm already leads to a significantly increased criticality when driving straight ahead, which is below the acceptance limit for both components. As a result, a customer would already register the damage when starting off on a straight road and take the vehicle to the next workshop. During the dynamic manoeuvres (double lane change and slalom), the previously unregistered damage to the trailing arm, control arm and spring is also assessed more critically. Nevertheless, the average subjective driver rating is above five, so that these errors are accepted by the customer. The 25 mm deformed spring link and

tie rod are also considered to be very critical in the double lane change and in slalom, analogous to driving straight-ahead and cornering. In figure 6, only a deformation state of 25 mm is examined, so that no clear ranking of damage criticality for the axle components can be derived. However, it is already apparent that a spring break as well as the deformation of the trailing arm and control arm are significantly less critical than deformations on the spring link and tie rod.

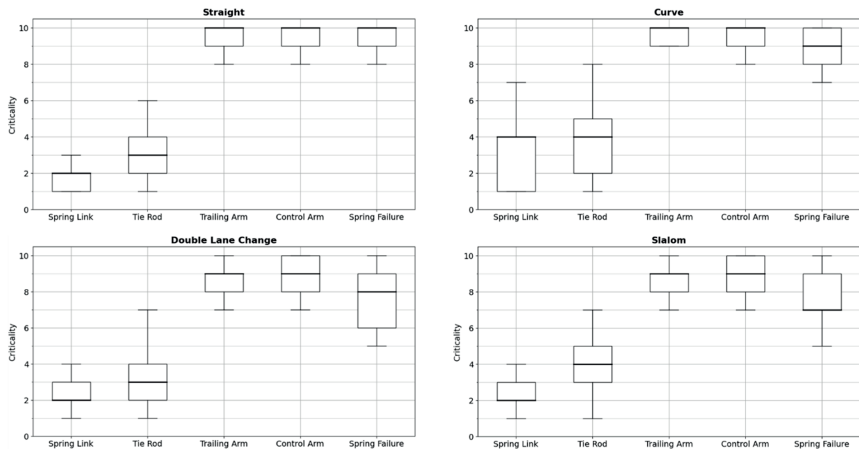


Fig. 6: Comparison of the 25 mm deformed control arms and spring failure with regard to criticality for the maneuvers with stationary damage

Figure 7 shows the criticality of the control arms deformed by 25 mm and the spring failure in case of spontaneous damage in left and right turns. The subjective evaluations of the transient damage are similar to the evaluations for cornering with stationary damage. As a result, it can be assumed that the assessment of the spontaneous occurrence of the error does not provide any added value for the assessment of the damage.

In order to be able to better arrange the individual control arms of the four-link rear axle with regard to their criticality of damage, figure 8 shows the criticality averaged over all test drivers depending on the control arm deformation for the curve-maneuvre with a stationary (left) and a transient (right) damage. In addition, both diagrams contain the R^2 -score, which describes the fit quality of the regression function and is thus an indirect indicator of variance. Values close to one stand for a high adjustment quality and thus low variance, whereas values close to zero stand for a low adjustment quality.

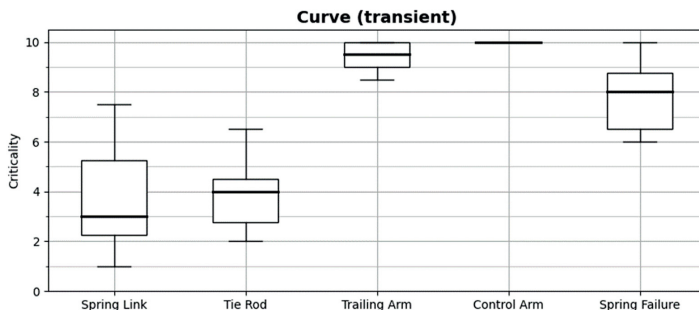


Fig. 7: Comparison of the 25 mm deformed control arms and spring failure with regard to criticality for the left and right turns with transient damage

Figure 7 already shows that the ratios of the evaluations for the individual components for the different maneuvers are very similar. Since the curve is driven with both stationary and transient damage, it is analysed here in more detail. The statement that deformations of the tie rod and spring link are much more critical than deformations of the trailing arm and control arm are confirmed by figure 8. The component that reacts most sensitively to deformations is the spring link followed by the tie rod. Deformations of the trailing arm and control arm hardly lead to an indicative behaviour, so that the drivers only slightly register their state of damage. The ranking of the subjective criticality of the axle components is identical for both stationary and transient damage in the cornering manoeuvre. Only the 15 mm deformed tie rod is estimated to be less critical with the stationary damage than when suddenly switching on the damage in the transient test.

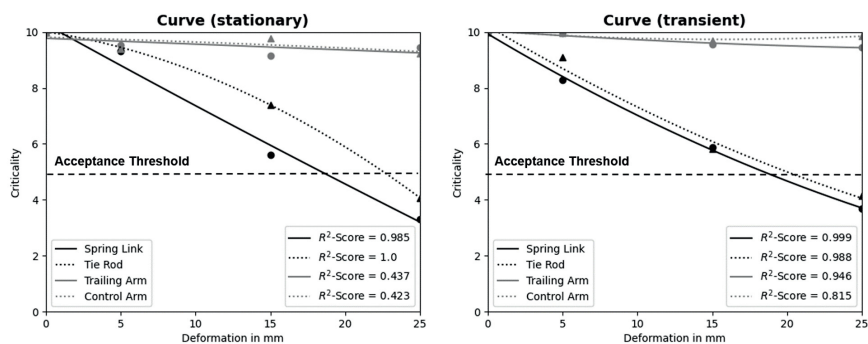


Fig. 8: Criticality of the individual control arms depending on their deformation for the curve-maneuver with stationary (left) and transient (right) damage

4.4 Determination of the acceptance threshold

After determining the order of precedence for the damage criticality of the axle components, the question arises as to the acceptance threshold. The acceptance threshold is the limit to which a component defect is still subjectively tolerated by the driver. In the previously defined scale, a subjective criticality of five corresponds to the acceptance threshold. For subjective evaluations below this threshold, the customer acceptance is undercut, so that the vehicle is either brought to the nearest workshop or not moved further. For ratings above five, the customer sees at most a slight impairment of drivability, however no direct action to repair the damage is considered.

Figures 9 and 10 illustrate the subjective evaluations of the drivers for the different driving manoeuvres and degrees of deformation of the spring link and tie rod. The control arm and the trailing arm are not considered in the analysis of the acceptance threshold, since despite the maximum deformation of 25 mm, the subjective criticality averaged over the drivers does not fall below the acceptance threshold. Based on the data, a second-order regression curve can be determined by minimizing the error squares, which describes the criticality as a function of the component deformation. By evaluating the quadratic regression function, the required component deformation of the acceptance threshold can be calculated. For visualization connecting lines can be drawn from the regression line to the acceptance threshold (horizontal) and the corresponding component deformation (vertical).

The subjective evaluations for the individual axle damages show significant variations, since the controllability of the vehicle depends on the abilities of the test driver. As a result, it is also legitimate to use the worst or even lower subjective ratings as a basis for calculating the acceptance threshold in order to take into account even the most unsafe drivers. However, only 13 test drivers took part in this study, so it is challenging to make reliable statements about the statistical distribution of subjective evaluations. As a result, the following diagrams determine the acceptance threshold based on regression for the mean subjective evaluations of criticality.

Figure 9 illustrates the acceptance thresholds of the spring link for the various driving maneuvers with stationary damage. It becomes clear that the straight line, the double lane change and the slalom have a comparable acceptance threshold of less than 15 mm. When cornering, the spring link is evaluated less critically and there is an acceptance threshold of 18.4 mm. This makes it clear that the damage has different effects on subjective perception during different driving maneuvers. Taking into account all driving manoeuvres, this results in an average acceptance limit of 15.2 mm.

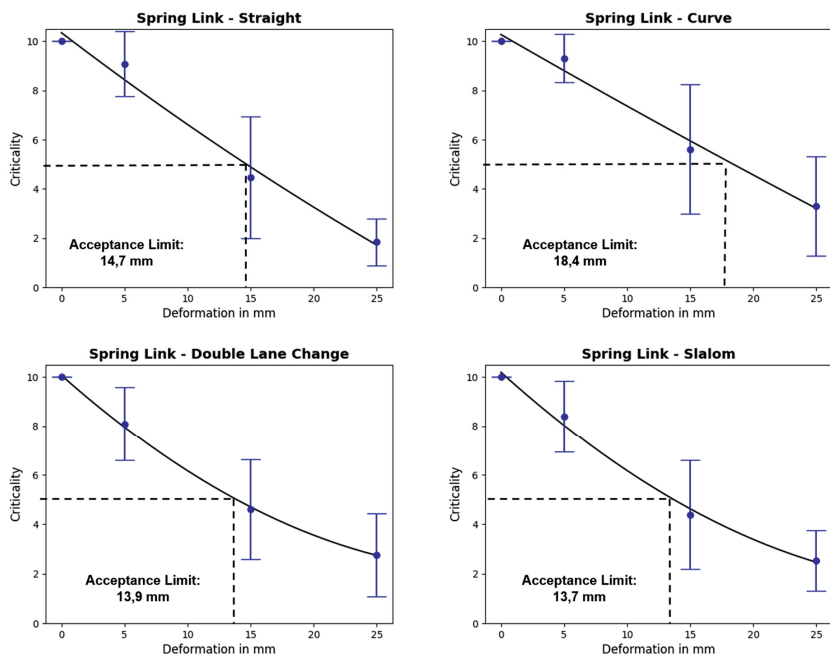


Fig. 9: Acceptance threshold for stationary deformations on the spring link during various maneuvers

Figure 10 shows the acceptance thresholds of the tie rod for the various driving manoeuvres with stationary damage. With this component, the acceptance thresholds of the individual driving manoeuvres are very close to each other. The lowest limit is 20.2 mm for straight-line driving and the largest threshold for cornering is 22.6 mm. Overall, this results in an average acceptance threshold of 21.1 mm. This is thus well above the acceptance threshold of the spring link. Accordingly, the claim is supported that deformations of the spring link have a

more significant effect on the subjectively perceived criticality than deformations of the tie rod. With both the spring link and the tie rod, the subjective evaluation of the criticality of straight-ahead driving is lower than the averaged evaluation over all driving manoeuvres. In the case of the tie rod, straight-ahead driving is even more critically evaluated than the much more dynamic manoeuvres of double lane changes and slaloms. Thus, the driver recognizes the component damage already in non-critical driving situations and not only at the limit, so that repair measure can be initiated on time.

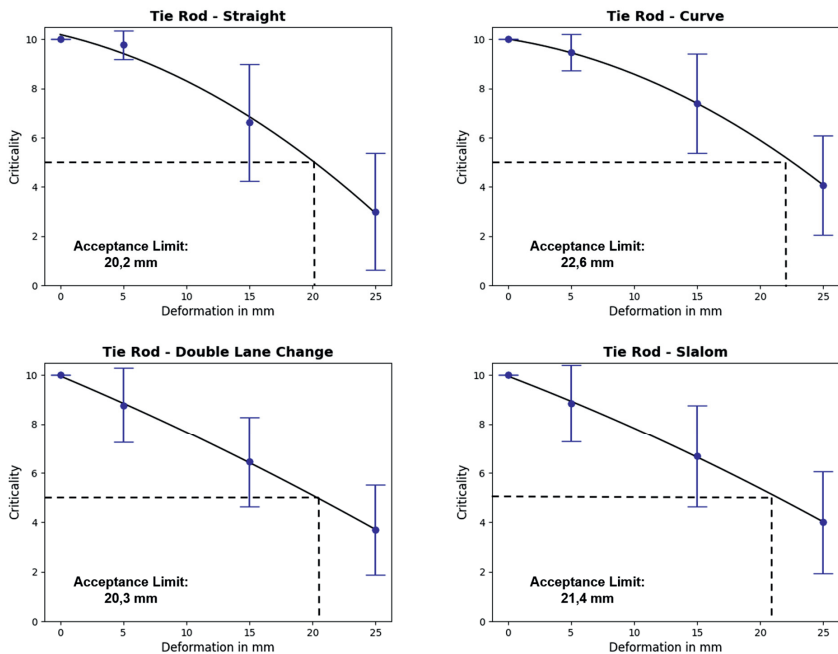


Fig. 10: Acceptance threshold for stationary deformations on the tie rod during various maneuvers

Figure 11 illustrates the acceptance threshold for the spring link and tie rod with sudden occurrence of damage during cornering. This also shows in the transient damage case that deformations on the spring link are evaluated more critically than on the tie rod. In addition, the acceptance threshold of the spring link of 18.4 mm in the event of transient damage corresponds exactly to the value for cornering with a stationary damage. With the tie rod, the transient damage with an acceptance threshold of 20.0 mm is assessed slightly more critical-ly than the stationary damage case with 22.6 mm.

This confirms once again that the subjective assessments between transient and stationary damages are very similar. However, so far only cornering with dynamic damages has been investigated. For greater significance, other driving manoeuvres with dynamic damage activation need to be evaluated as well.

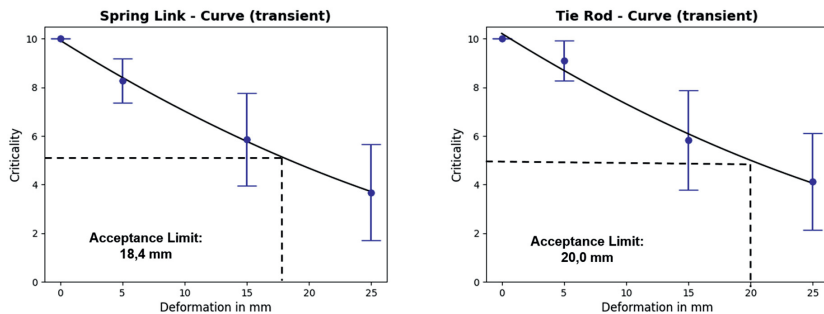


Fig. 11: Acceptance threshold for transient deformations on the spring link and tie rod during cornering

4.5 Correlation of objective and subjective quantities

Parallel to the subjective evaluations, various objective quantities of the entire vehicle are logged. The aim is to determine a correlation between the subjective and objective KPIs in order to be able to make predictions about the expected subjective evaluation on the basis of correlation models in the future. In this way, the costly use of the driving simulator could be reduced and limited only to critical borderline cases.

To determine the correlation model, the yaw angle, yaw angle rate, yaw angle acceleration, side slip angle, side slip angle gradient, steering angle, steering angle rate and the lateral acceleration are used as objective quantities based on [14]. For each driving manoeuvre, both the time average value and the temporal maximum value of each physical quantity are calculated as KPIs. Sign changes in the KPIs, as they occur during double lane change and slalom, are taken into account by calculating the mean and the maximum of the absolute values of the objective quantities. This results in a total of 16 dependent variables for each driving manoeuvre, which correlate with the independent variable of subjective criticality.

The first correlation model is assumed to be a multilinear regression model (MLR), which is described by equation 1. Where b_n and a are the coefficients to be calculated, X_n are the corresponding dependent variables (e. g. mean side slip angle, maximum yaw rate, ..) and Y is the criticality rating as an independent variable. Equation 2 shows by way of example which quantities are used to determine the coefficients of multilinear regression. The coefficients of linear regression are determined by minimizing the error squares.

$$Y = b_1X_1 + b_2X_2 + \dots + b_{16}X_{16} + a \quad (1)$$

$$\text{Criticality} = b_1 \cdot \text{mean side slip angle} + \dots + b_{16} \cdot \text{maximum yaw rate} + a \quad (2)$$

The advantage of linear regression models is their simplicity, so that influences of the individual coefficients can be directly quantified. Table 5 shows the coefficients b_1 to b_{16} and the corresponding p-values determined by multilinear regression. The p-value expresses the probability that the coefficient has no significant effect and thus disappears. Assuming a significance level of 5%, p-values less than 0.05 indicate a significant correlation. As a result, the coefficients b_1 (maximal yaw acceleration), b_4 (max side slip angle), b_7 (max steering wheel angle rate) b_9 (mean yaw acceleration), b_{12} (mean side slip angle), b_{13} (mean side slip angle gradient), b_{14} (mean steering wheel angle) and b_{15} (mean steering wheel angle rate) have the greatest influence on the subjective evaluation of criticality.

Table 5: Coefficients and p-values of multilinear regression

coefficient	value	p-value	coefficient	value	p-value
b_1	-0.727	0.035	b_9	-2.000	0.001
b_2	-0.285	0.618	b_{10}	0.713	0.096
b_3	-0.584	0.910	b_{11}	0.567	0.912
b_4	0.780	0.034	b_{12}	-1.445	0.000
b_5	0.552	0.137	b_{13}	-1.177	0.000
b_6	-0.616	0.109	b_{14}	-0.626	0.018
b_7	0.629	0.014	b_{15}	2.101	0.000
b_8	0.236	0.510	b_{16}	-0.010	0.981

Figure 12 illustrates the mean side slip angle gradient and the mean steering wheel angle rate as a function of criticality. These two criteria are selected based on the evaluation of the multilinear regression, since they have a very low p-value (see Table 5). It turns out that there are linear dependencies between the averaged physical quantities and the subjectively evaluated criticality. The variance of the mean side slip angle gradient is significantly lower than the variance of the average steering wheel angle rate. As a result, the R^2 -score, which describes the fit quality of a regression, is closer to one for the mean side slip angle gradient.

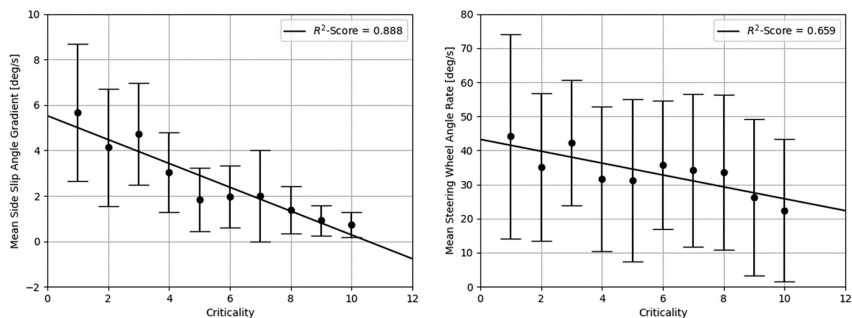


Fig. 12: Mean side slip angle gradient and mean steering wheel angle rate depending on subjective criticality rating

However, a decisive disadvantage of multilinear regression models is the assumption of a linear relationship. As a result, an artificial neural network (ANN) consisting of an input layer with 16 neurons, two hidden layers with eight neurons each and an output layer with 10 neurons based on [15] was designed. Figure 13 illustrates the architecture of the neural network. The input variables X_1 to X_{16} are the same as in multilinear regression, i.e. the maxima and mean values of the side slip angle, yaw angle and other criteria of the time domain mentioned previously. The output of the artificial neural network is the subjective criticality rating on a scale of one to ten represented by a ten-digit binary sequence. Without the use of hidden layers, the network would correspond to a multilinear regression. By introducing the hidden layers, nonlinear relationships between the objective measured variables and the subjective evaluations can be recorded.

The input data is first standardized, i.e. the mean value is removed and the data is scaled to unit variance. To assess the MLR and the ANN, the data set is randomly divided into training data (70%) and validation data (30%). With the training data, the correlation models are trained and with the validation data, a prediction is made that is compared with the true subjective evaluations. The ANN is trained in 300 epochs with an adaptive learning rate starting at 0.01 and a batch size of eight. The process consisting of training and validation is repeated five times in total and thus the mean absolute and relative error as well as a classification error are calculated.

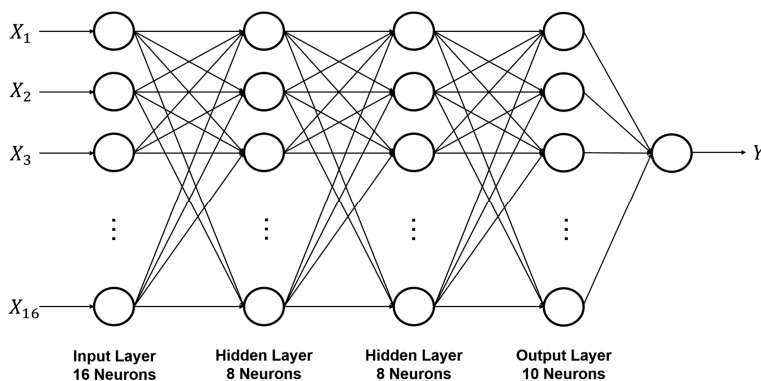


Fig. 13: Architecture of the artificial neural network

For the MLR a mean absolute error of 1.24 and a mean relative error of 31.87% is achieved. The artificial neural network achieves a mean absolute error of 1.12 and a mean relative error of 25.38%. Consequently, the relative prediction accuracy improves by 6.5% and the absolute prediction improves by 9.33 % because of using the ANN. The mean absolute errors of the ANN and the MLR are close to one. Accordingly, the subjective evaluation predicted by the correlation models deviates on average only by about one rating point from the true rating on a scale from one to ten. Furthermore, the ratings predicted by the correlation models are classified into four classes, which describe the severity of the axle damages from unacceptable to not noticeable. The classification error of the MLR is 37.18%. By using the ANN, this error can be reduced by 10.12% to 27.05%. As a result, both the MLR and the ANN can make relatively accurate predictions of subjective perception based on objective measures.

5. Summary and future work

In this paper, the process chain for the transfer of an MBS vehicle model from ADAMS/Car including a damaged axle component on the rear axle up to the real-time capable full vehicle model in CarMaker is described. The spring link, tie rod, trailing arm and control arm of the four-link rear axle are virtually deformed in various steps and then tested on the dynamic driving simulator. The different configurations are driven in straight line, cornering, double lane change and slalom by 13 test drivers. The subjective evaluation of the drivers is measured on the basis of five criteria (controllability, stability, strength of the defect, criticality, steering effort) on a numerical scale of one to ten. The objective vehicle measures are logged in CarMaker simultaneously with the driving manoeuvre.

As a result, even minor deformations of the spring link and tie rod lead to a critical vehicle condition. The spring link seems to be the most sensitive component of the entire rear axle. Critical impairments of the handling are already registered in the spring link and tie rod during less dynamic driving manoeuvres, such as driving straight ahead and cornering. The trailing arm and the control arm have only a minor effect on the handling. Despite the deformation of these components by 25 mm, the handling is not classified as critical during any driving manoeuvre. Using a multilinear regression model (MLR) and an artificial neural network (ANN), a correlation is found between objective full vehicle measures and subjective criticality. The mean absolute error of the MLR is 1.24 and of the ANN is 1.12, so that the neural network improves the absolute prediction accuracy by 9.33%. The mean relative error is reduced by 6.5% due to the artificial neural network. In principle, both correlation models can be used to make sufficiently accurate predictions for the expected subjective perception.

The MLR and the ANN have so far enabled to predict the subjective criticality assessment based on the driving data recorded with the driving simulator during the manoeuvres. In the future, results of MBS simulations will serve as input variables for the correlation models in order to make statements about the expected subjective perception based on numerical simulations. For this purpose, other types of neural networks may have to be utilized and the driver model must be parameterized in the MBS software used. Furthermore, as part of an extensive study with several test drivers, the subjective evaluation of axle damage is compared both in the real vehicle and in the driving simulator. This evaluates whether the driving simulator is a valid tool for assessing the subjective perception of axle damage. If the driving simulator proves to be a suitable tool, other axle concepts of the front and rear axles will also be examined with regard to the damage criticality of individual axle components.

Literature

- [1] Abe, M. (2015): Vehicle Handling Dynamics: 322 S., Oxford: Butterworth-Heinemann
- [2] Weir, D. H.; DiMarco, R. J. (1978): Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data.- SAE Technical Paper 780010, <https://doi.org/10.4271/780010>.
- [3] Lincke, W., Richter, B., and Schmidt, R. (1973): Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance.- SAE Technical Paper 730489, <https://doi.org/10.4271/730489>.
- [4] Bergmann, W. (1978): Relationship of Certain Vehicle Handling Parameters to Subjective Ratings of "Ease of Vehicle Control".
- [5] Kersten, T. et al. (2020): Study to assess the controllability after chassis component damages on the dynamic driving simulator. chassis.tec, München.
- [6] Lipol, L. S., Haq, J. (2011): Risk analysis method: FMEA/FMECA in the organizations. International Journal of Basic & Applied Sciences, 2008/11: 74-82
- [7] Nybacka, M. et al. (2013): Links between subjective assessments and objective metrics for steering and driver rating evaluation.- 23rd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Qingdao, China.
- [8] Pouly, G., et al. (2007): Correlation between objective tire parameters and subjective test driver evaluation.- IFAC Proceedings Volumes, 40, 235-242.
- [9] Denoual, T., et al. (2012): Predicting the subjective evaluation of drivers in a driving simulator during loss of adherence.- Proceedings of the 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Nantes, France.
- [10] Nguyen, M.-T., et al. (2017) : Subjective perception and evaluation in the virtual test drive.- 17. Internationales Stuttgarter Symposium, 1403-1416, Stuttgart.
- [11] King, R. P., et al. (2002): Identification of subjective-objective vehicle handling links using neural networks for the foresight vehicle.- SAE Transactions Journal of passenger cars: electronic and electrical systems, 111, 609-617.
- [12] Böhle, M., Schick, B., Vorderobermeier, S., Niegl, M. (2021): Driving experience in virtual development through next level DiL simulation, 9th International Symposium on Development Methodology, Wiesbaden.
- [13] ISO 3888-1:2018. Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 1: Double lane-change (International Standardization Organization, Geneva)
- [14] Crolla, D. A., Chen, D. C., Whitehead, J. P., Alstead, C. J. (1998): Vehicle Handling Assessment Using a Combined Subjective-Objective Approach. SAE Technical Paper 980226, <https://doi.org/10.4271/980226>.
- [15] Pelikan, J., Steibauer, P., Valasek, M., Ulehla, J. (2012): Correlation of Objective and Subjective Evaluation of Vehicle Handling by Neural Networks. Bulletin of Applied Mechanics, 8, 1-4.

Comfort experience with automated driving

How good do chassis systems have to be?

M. Sc. **Kevin Schuler**, University of Applied Sciences Kempten;
Dipl. Wirt.-Ing. (FH) **Seda Aydogdu**, MdynamiX AG, Munich;
Prof. **Bernhard Schick**, University of Applied Sciences Kempten

Abstract

Automated and autonomous vehicles will fundamentally change the way we humans experience individual mobility. Customers would like to use the time gained for secondary tasks such as private or professional work, for consuming entertainment media or simply for relaxing. Vehicle motion and vibration imposed on the human body in this environment also lead to fatigue and discomfort. A threshold for comfortable task performance is currently not known, however this could be important knowledge for designing future active chassis systems. This exploratory study with 12 subjects examined motion comfort during two secondary tasks on a digital road with the help of a dynamic driving simulator. Subjective data from questionnaires as well as objective data from inertial sensors were analyzed. Evaluations indicate a threshold for comfortable environments that should be further examined in future studies.

1. Introduction

Automated and autonomous vehicles will fundamentally change the way we humans experience individual mobility. Customers expect to save about 50% of their time by using such a vehicle, of which about one third is accounted for by the elimination of the driving task [1]. This time could now be used by passengers with secondary activities not related to driving the car such as private or professional work, for consuming entertainment media or simply for relaxing. It is still unclear however, whether current ride systems allow passengers to truly perform these secondary tasks comfortably and effectively. With typical vehicle motion and vibration today, are passengers willing to use the time, and where do the thresholds lie between usable and non-usable time in terms of vehicle motion? To what extent does vehicle motion and vibration need to be

improved and what does this mean for future suspension systems? This paper presents an exploratory study that attempts to answer these questions.

2. Method

2.1 Simulator and stimulus levels

In 2020, Kempten University of Applied Sciences built a dynamic driving simulator, called aVDS, with a novel six-degree-of-freedom motion system consisting of eight linear actuators moving a motion platform with a complete vehicle cockpit (Figure 1). This concept provides exceptionally high motion platform dynamics of up to 50 Hz and can thus represent lateral and vertical dynamics very realistically. Its exceptionally large effective range of motion [3] enables diverse applications such as vehicle dynamics, ADAS/AD, HMI, and functional safety development. The simulator was developed at Williams Formula 1 and is used by numerous Formula 1 and motorsport teams. It has been further developed and optimized by AB Dynamics for use in automotive research and development. rFpro provides brilliant and low-latency environmental simulation at up to 240 Hz and represents public roads and test tracks as digital twins [3] [4].



Fig. 1: Advanced Vehicle Driving Simulator (aVDS) at UAS Kempten

The driving simulator was used in the study to simulate virtual test drives on a digitized road (CRG - Curved Regular Grid [5]). For this purpose, a road with a 10 mm grid was selected from an existing roadway database, which contained both long-wave and short-wave components. The motions of the vehicle model can be given a gain of 100 - 0% in all degrees of freedom. Six gain levels between 5% and 50% were chosen as stimulus levels for the study. The stimulus levels, each 80 seconds long, were randomized, and applied in the same order to each subject (Figure 2). The subjects did not know the order of the stimuli. To have the stimuli present during the evaluation of comfort, the virtual ride was repeated for evaluation after the task.

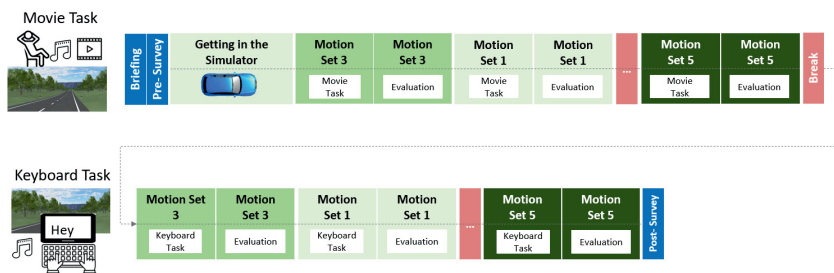


Fig. 2: Test procedure: Stimulus levels and secondary tasks

The road and the vehicle model were simulated in real time via CarMaker using the MF5.2 tire model and fed into the simulator, the resulting motion was generated by a classical cueing algorithm. Recording was done using a Genesys ADMA inertial system and Vector software and hardware placed at the passenger seat position. The driver's seat was also equipped with inertial sensors at three positions.

2.2 Experimental Environment

The test subjects took a seat in the vehicle cabin of a VW Golf VII, which is cut off behind the B-pillar to reduce weight and overall dimensions. The cabin is bolted to the platform of the driving simulator and equipped with the standard seat and interior. The same backrest position and angle was defined for all subjects. The passenger seat was removed for the measurement equipment mentioned in 2.1, and the steering

wheel was replaced with a 15-inch screen for task presentation. Subjects were also required to wear the seat belt as part of the driving simulator safety system. Passive noise-canceling headphones were used to block out noise from the simulator, which were used to communicate with the simulator operators and over which relaxing music was played. The windshield was taped off to exclude influences of visual motion cueing on subjects' experience. Through the side windows, the subjects were able to observe the lateral surroundings of the road consisting of meadow and trees on the 210° screen.



Fig. 3: Look inside the simulator cabin (with steering wheel instead of screen)

2.3 Tasks

The first task ("Movie Task") consisted of watching short videos on the 15-inch screen showing cityscapes and landscapes. For each stimulus level, subjects were shown a new video. The instruction to the subjects was to relax and watch the videos attentively. In the second task ("Keyboard Task"), subjects were asked to type passages of text from the screen into a document. For this purpose, a laptop was positioned on the subjects' laps. The instruction was to type as fast as possible and to make as few errors as possible. The "Movie Task" was always executed first.

2.4 Subjects

A sample of 12 subjects (9 male, 25 - 58 years, mean age 31.2 years, SD = 9.7) was selected from the close environment of the Institute for Driver Assistance and Connected Mobility at the University of Applied Sciences Kempten. With one exception, the subjects had no particular experience in evaluating vehicle comfort

2.5 Comfort evaluation scales

After each stimulation level, the subjects rated their comfort experience at customer and expert level. The customer level included seven ("Movie Task") or nine ("Keyboard Task") questions e.g., how disturbing the vehicle movement was (Table 1), effects on different body areas or the single kind of movement that was most disturbing. Item 7 from the "Keyboard Task" evaluation attempted to transfer the experience from the simulator to the real use case (Table 2). The expert level contained eight criteria on body movements and spring-damper comfort (Table 3). Both rating scales predominantly used a 10-point scale (1 \triangleq very poor characteristic, 10 \triangleq perfect characteristic).

Table 1: Item 1 from customer evaluation catalogue

How disturbing was the vehicle motion while executing the task?			
very disturbing	1	The task was...	not at all executable
	2		very badly executable
	3		insufficiently executable
disturbing	4		poorly executable
	5		unsatisfactorily executable
	6		still acceptably executable
a little disturbing	7		satisfactorily executable
	8		well executable
	9		very well executable
Not at all	10		perfectly executable

The hypotheses were as follows:

- H1: The subjective comfort criteria are rated worse with increasing movement intensity.
- H2: The subjective comfort criteria are evaluated differently (better or worse) when performing the "Keyboard Task" than when performing the "Movie Task".
- H3.1: The number of typed characters decreases with increasing movement intensity.
- H3.2: The number of errors increases with increasing movement intensity.

Table 2: Item 7 from customer evaluation catalogue for "Keyboard Task"

You are on your daily 45-minute commute . Can you imagine using this commute time as follows:	
1	Not at all
2	Read short messages
3	Read and write short messages
4	Check E-Mail
5	Read E-Mail
6	Write E-Mail
7	Write complex E-Mail
8	Revise report
9	Write report
10	Same as in my office

Tabelle 3: Excerpt from expert evaluation catalogue

Please rate your comfort experience using the criteria below.		
		1 very bad – 10 very good
Primary Ride (0.5 - 3Hz)	Heave	3
	Pitch	4
	Roll	2
	Absorbency single shocks	5
Secondary Ride

3. Results

3.1 Movement analysis

The analysis of the motion data according to ISO 2631-1 [2] was performed using the MxEval evaluation platform, based on extended MATLAB scripts. The "Maximum Transient Vibration Values" (MTVV) and "Vibration Dose Values" (VDV), which are based on frequency-weighted comfort evaluation functions, are listed for translational accelerations in x, y, and z axes at all motion levels in Table 3. The highest vibration values are reached for translational accelerations by far in the z-axis and are about the same in the x and y-axes. For rotatory accelerations, the maximum values are in the roll axis.

Table 3: MTVV* [$\cdot 10^{-4}$ m/s²] and VDV** [$\cdot 10^{-2}$ m/s^{1.75}] for translatory and rotatory accelerations in x-, y- and z-axis and all stimulus levels

	ax_t	ay_t	az_t	ax_r	ay_r	az_r
5%	4*/3**	3*/2**	21*/15**	24.8*/12.4**	6.7*/4.2**	7.9*/3.9**
10%	8*/6**	10*/5**	38*/30**	29.2*/17.4**	15.3*/8.4**	8.2*/5.0**
20%	14*/11**	16*/8**	74*/57**	66.3*/50.8**	29.3*/18.0**	51.1*/38.8**
30%	20*/16**	23*/12**	109*/83**	45.8*/41.7**	93.6*/66.4**	61.1*/41.7**
40%	22*/20**	32*/17**	144*/109**	117.8*/66.1**	61.2*/34.0**	34.4*/19.5**
50%	26*/23**	42*/21**	177*/136**	142.3*/82.5**	75.3*/41.8**	43.2*/27.1**

An FFT analysis without ISO frequency weighting for the accelerations of the three translatory axes shows the highest values in the range of about 0.7 to 2 Hz (Figure 4), whereby the FFT of the acceleration of the y-axis reaches the highest values. The root mean square values of the accelerations for the translational axes are at rms_ax_t = 0.2129, rms_ay_t = 0.4811 and rms_az_t = 0.2320.

For the rotational axes, the FFT analysis shows the highest values for low frequencies in the range of 1 to 3 Hz, with the roll axis reaching the highest values. The root mean square values are rms_ax_r = 2.9395, rms_ay_r = 1.1197 and rms_az_r = 1.0034.

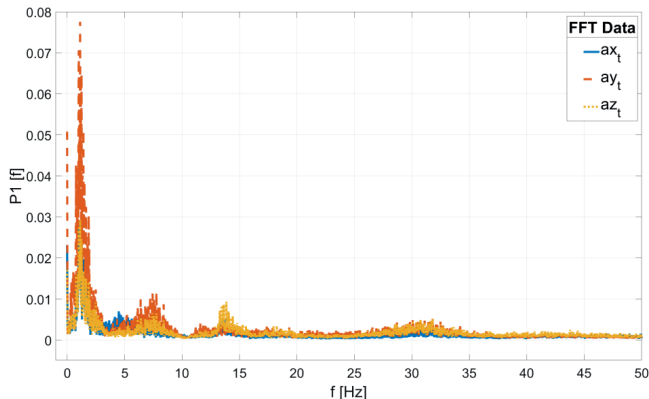


Figure 4: FFT from accelerations in translatory axes (50% stimulus level)

3.2 Evaluation at the expert level

The evaluation of the assessments at expert level for the "Movie Task" revealed at least a basic understanding of the criteria in 11 of 12 subjects. The data of one subject were excluded from the analysis because of large deviations from the expected result. As expected, the median ratings show a strong negative correlation with the stimulation levels ($r(4) = -.98$, $p < 0.001$, Figure 5), i.e., the stronger the stimulation, the worse the median comfort criteria were rated, confirming hypothesis H1.

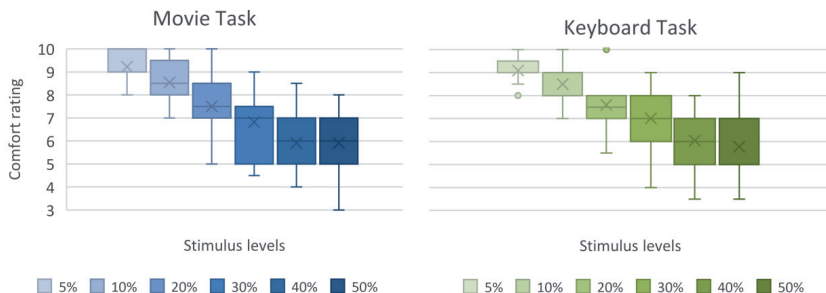


Fig. 5: Combined median ratings at expert level (data includes all criteria and all subjects)

The correlation of the "Movie Task" rating matrix with the "Keyboard Task" rating matrix is moderate with $r(1150) = 0.72$, $p < 0.001$. A comparison of the ratings of both tasks with parametric and non-parametric tests showed no significant differences, so hypothesis H2 cannot be confirmed.

3.3 Evaluation at the customer level

The evaluation of the question "How disturbing was the vehicle movement for you while performing the task?" also revealed a strong negative correlation of the comfort rating with increasing movement intensity (Fig. 6). For the "Movie Task" the correlation is $r(4) = -.95$, $p < 0.001$, for the "Keyboard Task" it is $r(4) = -.98$, $p < 0.001$ (Figure 5), thus hypothesis H1 could be confirmed. The comparison of the ratings with parametric and non-parametric tests again showed no significant differences with one exception (T-test at 50% stimulation: $t = 1.91$, $p = .04$), so H2 can be rejected here as well.

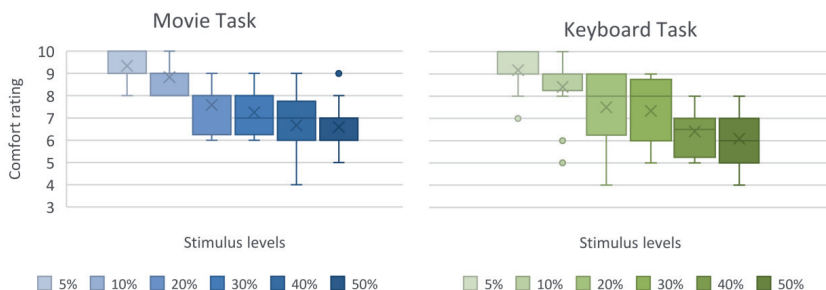


Fig. 6: Ratings for Item 1 at customer level (see Table 1)

When asked about the origin of the disturbance during the "Movie Task", 18% (32%) of the mentions fell on "rolling movement", 10% (13%) on "pitching movement", 26% (26%) on "heaving movement" and in 46% (29%) of the cases no clear assignment could be made (values in parenthesis for "Keyboard Task").

In a closed question, the subjects also had the opportunity to select which body parts were most affected by the stimulation. Here, the head was mentioned most frequently (42 mentions), followed by the upper body (9 mentions), and lastly the arms (1 mention). 39 of the 42 mentions for the head came from the four highest levels of

stimulus (20%, 30%, 40%, and 50%), suggesting a reduction in ride comfort above the 10% stimulus level.

As expected, the subjects' accepted workload (question from Table 3) also decreased sharply with increasing motion intensity (Figure 7).

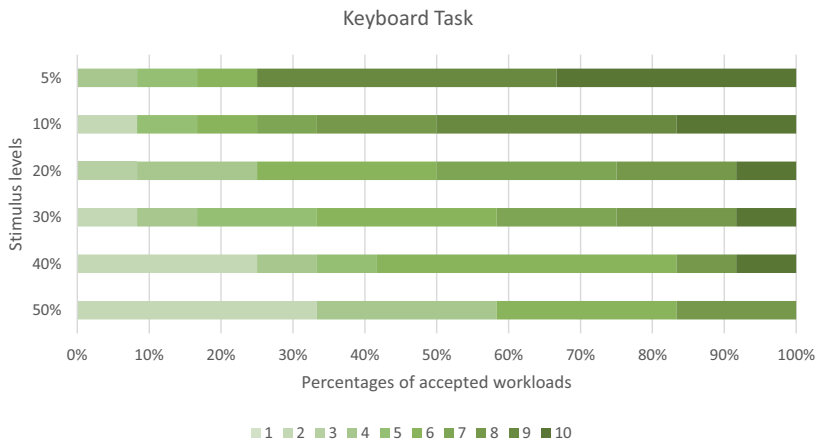


Fig. 7: Percentages of accepted workload (1 very low - 10 very high) at all stimulus levels during "Keyboard Task".

The highest workloads (rated 9 and 10) were accepted mainly in the 5% and 10% stimulation levels (15 of 18 mentions), again indicating reduced comfort above the 10% stimulation level.

3.4 Task Performance

The evaluation of the "Keyboard Task" revealed no significant correlations between movement intensity and the number of characters typed and errors made (Figure 8). The correlation between median typed characters and movement intensity is $r(4) = .45$, $p = .37$ (correlation median errors and typed characters $r(4) = 0.26$, $p = .61$). When looking at the individual subjects, the correlation varies from moderate negative to positive, where a moderate to strong negative correlation was expected. Thus, hypotheses H3.1 and H3.2 could not be confirmed. The reason for this is not necessarily that stronger body movements and vibrations in the vehicle do not make

task performance more difficult. The selection of text passages, which originate from a Wikipedia article, might have been selected unfavorably because they are not uniform enough and contain different numbers of foreign words, special characters, etc. In addition, a strong learning effect is evident. For the 20% stimulus, all subjects achieved the worst performance in terms of typed characters, which was also the stimulus with which all subjects performed the task for the first time. Thereafter, typing performance increased for all subjects, regardless of movement intensity.



Fig. 8: Number of characters typed, and errors made at respective stimulus levels

3.5 Comparison with luxury class vehicle

To be able to compare the various excitations of the simulator with real excitations of vehicles and thus assess them, real measurement data were recorded of a luxury sedan of a premium manufacturer on an international highway.

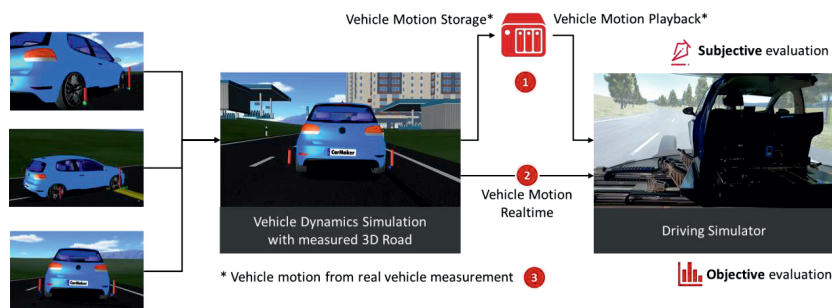


Fig. 9: Closed-loop and open-loop modes at the driving simulator

These measurement data were played back on the dynamic driving simulator in replay mode (open-loop) and analyzed according to the same principle. From the evaluations in chapter 3.2 and 3.3, it could be seen that the comfort rating, especially from an excitation level of more than 10%, deteriorates and triggers dissatisfaction in the execution of the secondary tasks. Table 4 shows for the translational excitations in the y- and z-directions that the comfort rating needs to improve significantly even for luxury sedans to reach the level of critical excitation identified in our study between 10% and 20%. For rotational excitations, the 10% stimulus is significantly higher than the values measured for the luxury sedan, which can be justified by the different underlying roadway types (highway vs. rural road). The results from chapter 3.3 possibly already give an outlook on the influence of excitations in the individual translatory and rotatory axes on the overall perception of comfort, however, not all axes are represented in the responses, which is why further research is required here.

Table 4: Average frequency-weighted accelerations

Komfort-Indikator	Luxury sedan on international Highway	10% stimulus from study
Axwt/VDV	0.018	0.014
Aywt/VDV	0.03	0.006
Azwt/VDV	0.19	0.07
Rxwt/VDV	0.004	0.03
Rywt/VDV	0.003	0.019
Rzwt/VDV	0.003	0.008

4. Conclusion

The analysis of the subjective data clearly shows that the passengers' perception of comfort deteriorates as the intensity of movement in the vehicle increases. No differences in comfort perception were found for the two task types used. There are several indications that a threshold of movement intensity exists above which task performance becomes increasingly uncomfortable for passengers. The threshold was

identified in our study at a motion level between 10% and 20% stimulus level and corresponding VDV values. Head stability seems to have a greater influence on comfort perception here, compared to other body parts. A correlation between vehicle excitation and productivity and error rate was not found in this study, which is most likely due to the experimental design. The relationship between subjective vehicle comfort, vehicle excitation, and head stability should be further explored, including data on subjects' head accelerations. Comparisons of the present measurement data with data from a luxury sedan on an international highway allow the motion analysis to be classified and provide an outlook on the areas in which existing suspension systems need to be improved. Lateral and vertical comfort in particular appear to have room for improvement. In the case of mid-size vehicles, the potential for improvement is expected to be significantly higher due to the more basic chassis concept and systems. To be able to make more detailed statements and to identify further influences, further studies with more test subjects should be carried out based on the knowledge gained.

5. References

- [1] Winkler et al., „The autonomous car – A consumer perspective”, Capgemini Research Institute, San Francisco, 2019.
- [2] ISO 2631-1:1997, „Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General Requirements”, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland.
- [3] Kersten et al., “Study to assess the controllability after chassis component damages on the dynamic driving simulator”, 12th International Munich Chassis Symposium 2021.
- [4] Böhle et al., “Driving experience in virtual development through next level DiL simulation”, International Symposium on Development Methodology 2021, Wiesbaden.
- [5] ASAM OpenCRG®, ASAM e.V., [Online]. Available: <https://www.asam.net/standards/detail/opencrg/>. Accessed 25.04.2022.

Fahrwerkskonzept für große Lastbereiche mit integrierter Hubfunktion

Fabian Weitz, M. Sc., Dr.-Ing. **Michael Frey**,
Prof. Dr. rer. nat. **Frank Gauterin**,
Karlsruher Institut für Technologie

Kurzfassung

Beim automatisierten, fahrerlosen, elektrischen Fahrzeugkonzept U-Shift wird durch die Trennung eines Fahrzeuges in Fahrmodul und Transportkapsel eine neue Art der Mobilität geschaffen. Das als Driveboard bezeichnete, autonom fahrende Fahrmodul ist dabei in der Lage, die Transportkapseln selbstständig zu wechseln und dient so sowohl dem Transport von Personen, als auch von Gütern. Die speziell für den jeweiligen Zweck ausgelegten Kapseln ermöglichen Geschäftsmodelle vom On-Demand Bus bis hin zur mobilen Packstation.

Aus dem breiten Spektrum möglicher Kapseln ergeben sich große Herausforderungen für die Entwicklung des Driveboards und insbesondere des Fahrwerks. Mit der Möglichkeit der Nutzung verschiedener Kapseln geht ein großer Bereich möglicher Lastfälle einher. Die Gewichtssteigerung zwischen Leergewicht und Maximalgewicht beträgt hierbei bis über 270 %. In diesem Beitrag wird ein neuartiges Fahrwerkskonzept mit integrierter Niveauregulierung für das Driveboard vorgestellt, das die oben genannten Herausforderungen meistert. Als Besonderheit kann der gesamte Lastbereich durch die selbe mechanische Feder-Dämpfer-Einheit abgedeckt werden. Die Anpassung der zwischen Aufbau und Fahrwerk wirkenden Kräfte erfolgt durch einen neuartigen konstruktiven Ansatz zum Ausnutzen geometrischer und physikalischer Zusammenhänge. Zusätzlich zur Lastanpassung ermöglicht das vorgestellte Fahrwerkskonzept eine Niveauregulierung und damit das Heben und Senken der Karosserie des Driveboards bis auf Bodenniveau. Daher sind für den Kapselwechsel sowie beispielsweise das Be- und Entladen von auf den Boden abgesenkten Kapseln keine weiteren Hubeinrichtungen notwendig.

Abstract

In the automated, driverless, electric vehicle concept U-Shift, a new type of mobility is created by separating a vehicle into a drive module and a transport capsule. The autonomous driving module, known as a driveboard, is able to change the transport capsules independently and thus serves to transport both people and goods. The capsules, which are spe-

cially designed for the respective purpose, enable business models ranging from on-demand buses to mobile packing stations.

The broad spectrum of possible capsules poses great challenges for the development of the driveboard and especially the chassis. The possibility of using different capsules is accompanied by a wide range of possible load cases. The weight increase between empty weight and maximum weight amounts to more than 270 %.

In this article, a novel chassis concept with integrated level control for the driveboard will be presented, which masters the above-mentioned challenges. As a special feature, the entire load range can be covered by the same mechanical spring-damper unit. The adjustment of the forces acting between the body and the chassis is achieved by a novel constructive approach to exploit geometric and physical relationships. In addition to the load adjustment, the presented chassis concept allows a level control and thus the lifting and lowering of the body of the driveboard down to ground level. Therefore, no further lifting devices are necessary for changing the capsule and, for example, for loading and unloading capsules that have been lowered to the ground.

1. Projekt U-Shift

Das wachsende Verkehrsaufkommen insbesondere im urbanen Raum und die zunehmende Knappheit von Stellplätzen, sowie die Forderung des Ausbaus des öffentlichen Personennahverkehrs legen die Entwicklung universell nutzbarer Fahrzeuge nahe. Ein Fahrzeug in Privatbesitz steht heute durchschnittlich über 90 % seiner Lebenszeit ungenutzt auf einem Parkplatz oder in einer Garage. Dies legt gerade mit Blick auf Umweltschutz und ressourcenschonende Mobilität die Trennung in Fahrmodul und Nutzraum nahe, um zumindest eine effiziente Nutzung der Antriebseinheit zu ermöglichen. Im Zuge des Projektes U-Shift wird ein automatisiertes, fahrerloses, elektrisch angetriebenes Fahrzeugkonzept entwickelt und aufgebaut, welches das hoch innovative Konzept der „On the Road“ Fahrzeugmodularisierung umsetzt und demonstriert. Um dies zu ermöglichen wird das Fahrzeug in eine Antriebseinheit, auch Driveboard genannt und den Nutzraum, auch Kapseln genannt, unterteilt.

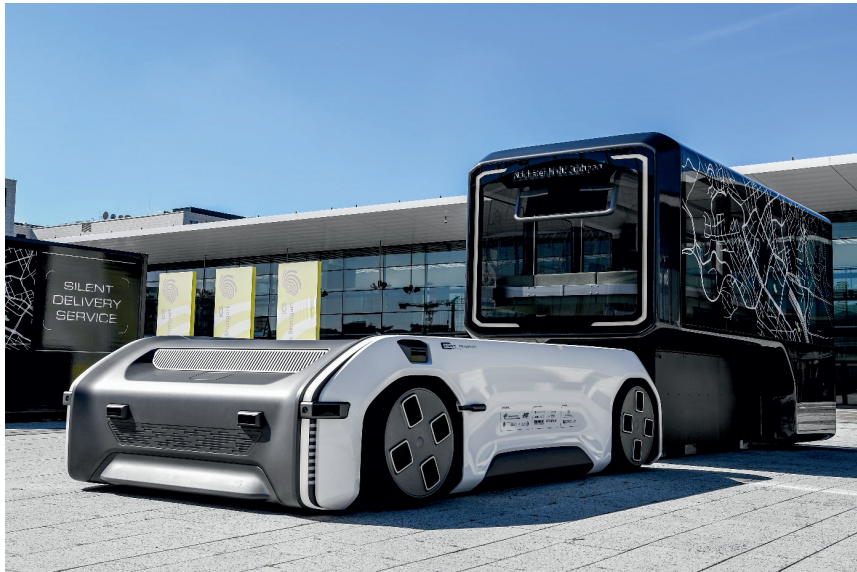


Bild 1: Driveboard bei Aufnahme der Personenkapsel, Quelle: DLR

Das Driveboard ist hierbei in der Lage die Kapseln selbstständig und ohne den Einsatz zusätzlicher Hilfseinrichtungen oder Personal zu wechseln. Das selbe Fahrmodul kann damit also sowohl zum Transport von Personen (Abbildung 1) als auch von Gütern (Abbildung 2) genutzt werden.



Bild 2: Driveboard mit Güterkapsel, Quelle: DLR

Die speziell für den jeweiligen Zweck ausgelegten Kapseln ermöglichen dabei unterschiedlichste Geschäftsmodelle vom „On Demand Bus“ über Warenlieferungen an Geschäfte bis hin zur mobilen Packstation oder Abholung von Abfallbehältern. Dank des universell einsetzbaren Driveboards sind auch gemischte Einsatzfelder möglich. Das selbe Driveboard kann nachts Güterkapseln mit Waren an Geschäfte liefern, zu Stoßzeiten den öffentlichen Personennahverkehr unterstützen und den Rest des Tages flexibel für anfallende Transportaufgaben eingesetzt werden. Aus dem breiten Spektrum verschiedener Einsatzmöglichkeiten und daraus resultierend verschiedener Kapseln ergeben sich besondere Herausforderungen für die Entwicklung des Driveboards und insbesondere des Fahrwerks. Aus der Möglichkeit der Nutzung einer Vielzahl verschiedener Kapseln ergibt sich ein großer Bereich möglicher Lastfälle, die vom Fahrwerk aufgenommen werden müssen. Die Gewichtssteigerung zwischen Leergewicht des Driveboards und der Maximallast mit Personenkapsel liegt hierbei bei über 270 %.

Neben der reinen Lastaufnahme ergibt sich auch eine weitere Aufgabe des Fahrwerks, nämlich die für den Wechsel der Kapseln notwendige Hubfunktion. Zum Wechseln der Kapseln muss die Karosserie des Driveboards abgesenkt werden können. Das Driveboard senkt sich ab, sodass die Kapsel fest auf dem Untergrund abgestellt wird. Danach kann das Driveboard

im abgesenkten Zustand unter der Kapsel herausfahren und anschließend wieder auf Fahrniveau angehoben werden. Sobald eine neue Kapsel aufgenommen werden soll, wird das Driveboard wieder abgesenkt und kann so unter die zu transportierende Kapsel fahren (Abbildung 1).



Bild 3: Driveboard ohne Kapsel, Quelle: DLR

Wenn sich das Driveboard unter der Kapsel befindet, wird die Karosserie wieder auf Fahrniveau angehoben und die Kapsel aufgenommen. Das Driveboard kann die aufgenommene Kapsel dann zum Zielort transportieren. Das Fahrwerkskonzept ermöglicht neben der reinen Hubfunktion auch eine Niveauregulierung, um beim Einsatz einer Güterkapsel das Be- und Entladen, sowie beim Einsatz einer Personenkapsel den Ein- und Ausstieg von Personen zu erleichtern.

2. Fahrwerkskonzept

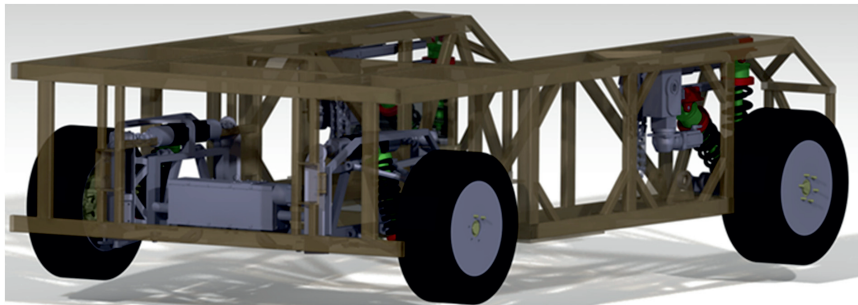


Bild 4: CAD Modell des Fahrwerks im Driveboardrahmen

Die spezielle Karosserieform des Driveboards schränkt die Auswahl an möglichen Radaufhängungen, insbesondere an der Hinterachse, stark ein. Aufgrund des zusätzlich stark begrenzten Bauraums werden an der Vorder- und Hinterachse jeweils unterschiedliche Radaufhängungen eingesetzt. Das CAD-Modell des Fahrwerkskonzepts ist in Abbildung 4 dargestellt.

Um die Funktionalitäten der Lenkung mit großen Lenkwinkeln zur Optimierung der Manövrierbarkeit einerseits und der Höhenverstellung andererseits zu erfüllen, wird an der Vorderachse eine Doppelquerlenker-Radaufhängung eingesetzt.

Da zum Wechseln der Kapseln eine Höhenverstellung von 200 mm notwendig ist, sind besondere Maßnahmen erforderlich. Eine so große Höhenveränderung lediglich über zusätzliche Bewegungen einer herkömmlichen Doppelquerlenker-Radaufhängung ohne zusätzliche Vorkehrungen zu realisieren, würde zu einer erheblichen Veränderung der Spurweite führen. Da der Hebevorgang bei stehendem Fahrzeug stattfindet, würden die Räder und damit die Reifen im Stillstand quer über den Boden gezogen, was zu enormen latenten Belastungen im Federungssystem und zusätzlichem Verschleiß an den Reifen führen würde. Um dies zu verhindern, muss die Hubbewegung von der Bewegung bei normalem Fahrbetrieb entkoppelt werden, was durch einen speziellen Fahrschemel realisiert wird. An diesem Fahrschemel werden alle Komponenten der Radaufhängung sowie die Hubeinrichtung und die Lenkung montiert. Die Position und die Ausrichtung der einzelnen Komponenten der Radaufhängung bleiben somit unverändert, wenn die Hebevorrichtung das Niveau des Antriebskörpers verstellt.

Die besondere U-förmige Karosserieform des Driveboards und der sehr stark limitierte Bau-
raum in den Schenkeln legen für die Hinterachse eine Längslenker Radaufhängung nahe,
welche auch zur Anwendung kommt. Das im Folgenden beschriebene und in Abbildung 5 als
Prinzipskizze dargestellte Fahrwerkskonzept wird im Projekt an der Hinterachse eingesetzt.
Es ist aber auch auf andere Lenkerbauweisen, wie zum Beispiel der Doppelquerlenker Rad-
aufhängung, adaptierbar.

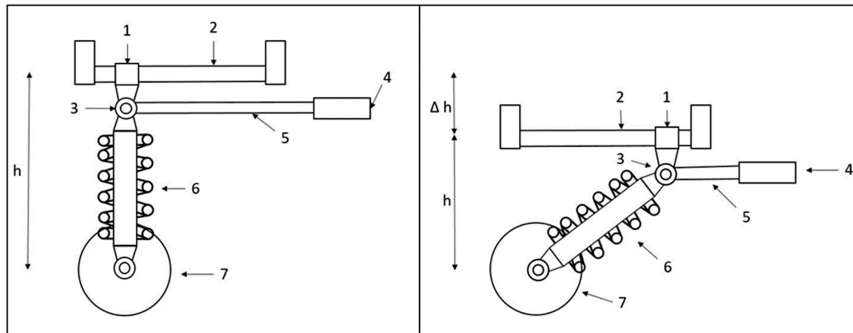


Bild 5: Prinzipskizze der Radaufhängung, links: Konstruktionslage,
rechts: gekippte Feder-Dämpfer-Einheit

Um die Funktionen Hub, Niveauregulierung und Federung und Dämpfung platzsparend und
einfach zu ermöglichen, werden alle Funktionen vereint. Die Feder-Dämpfer-Einheit (6) ist
drehbar mit dem Rad (7) und dem Drehgelenk (3) verbunden. Die Schubstange (5) und die
Führungssöse (1) sind drehbar mit dem Drehgelenk (3) verbunden. Die Führungssöse (1) ist
horizontal entlang der Führungsschiene (2) verschiebbar. Die Führungsschiene (2) ist an der
Karosserie befestigt. Die Feder-Dämpfer-Einheit (6) steht bei maximaler Beladung des Fahr-
zeuges senkrecht zur Fahrbahn (Abbildung 5 links). Durch das lastbedingte Einfedern der
Feder-Dämpfer-Einheit (6) ergibt sich die Höhe h zwischen der Führungsschiene (2) und dem
Verbindungsgelenk des Rades (7) und der Feder-Dämpfer-Einheit (6).

Für die Umsetzung der Hubfunktion beim Kapselwechsel muss die Karosserie erst abge-
senkt und anschließend wieder angehoben werden. Zum Absenken der Karosserie (Abbil-
dung 5 rechts) wird mit dem Aktor (4) die Schubstange (5) bewegt, sodass die Führungssöse
(1) entlang der Führungsschiene (2) verschoben wird. Durch das resultierende Kippen der
Feder-Dämpfer-Einheit (6) wird die Höhe h um die Differenz Δh verringert. Die aus geometri-
schen Gründen resultierende Verringerung der Höhe h wird durch physikalische Einflüsse

noch unterstützt: Durch das Kippen der Feder-Dämpfer-Einheit (6) um den Winkel α aus der senkrechten Lage ändert sich die Wirkrichtung der abstützenden Federkraft, was zu einer höheren auf die Feder wirkenden resultierenden Kraft F_{res} führt (Abbildung 6).

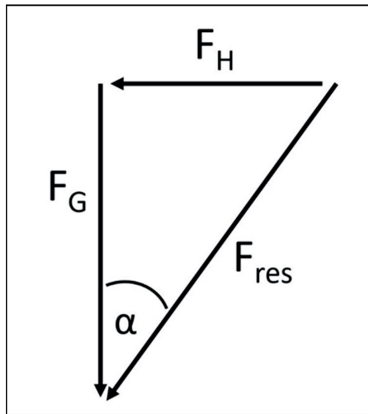


Bild 6: Vektorielle Darstellung der wirkenden Kräfte

Durch die höhere wirkende Kraft federt die Feder bei konstanter Federrate stärker ein, die Feder-Dämpfer-Einheit (6) wird zusätzlich verkürzt und die effektive Änderung der Höhe h verstärkt. Durch diesen physikalischen Einfluss ist, verglichen mit einer rein geometrischen Verschiebung starrer Körper, für einen bestimmten Hub ein geringerer Querweg der Führungssöse (1) erforderlich. Das Anheben der Karosserie erfolgt sinngemäß in umgekehrter Richtung.

Die Niveauregulierung funktioniert nach dem gleichen Prinzip wie die Hubfunktion. Bei Beladung des Fahrzeuges mit der maximalen Last, ist die auf die Feder wirkende Kraft und somit der Einfederweg am größten. Durch Kippen der Feder-Dämpfer-Einheit (6) kann die Höhe des Fahrzeuges auch bei niedrigerer Beladung auf das gleiche Niveau geregelt werden. In Tabelle 1 sind Werte für den, für die Niveauregulierung notwendigen Kippwinkel α und dem daraus resultierenden Höhenunterschied Δh_{eff} im Vergleich zur unbelasteten Feder mit konstanter Federrate für verschiedene Lastfälle zusammengefasst. Der Höhenunterschied Δh_{eff} setzt sich wie zuvor beschrieben aus einer aus der geometrischen Verschiebung resultierenden Komponente Δh_g und einer durch die höhere resultierende Kraft ergebende Änderung Δh_{ph} zusammen.

Tabelle 1: Niveauregulierung in Abhängigkeit von Gewicht F_G und Kippwinkel α

	F_G [kg]	α [°]	Δh_{eff} [mm]	Δh_g [mm]	Δh_{ph} [mm]
Max. Gesamtgewicht	5000	0	10	0	10
Personenkapsel leer	3680	5,4	10,02	2,66	7,36
Güterkapsel leer	2500	7,5	10,13	5,13	5,0
Driveboard ohne Kapsel	1500	8,8	10,06	7,06	3,0

Das CAD- Modell der ausgeführten Konstruktion ist in Abbildung 7 dargestellt.

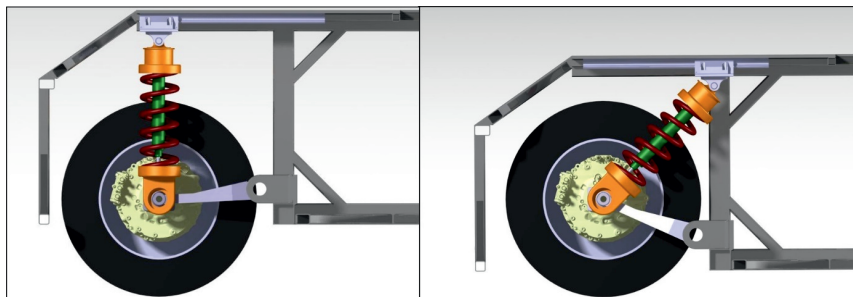


Bild 7: CAD Modell der Radaufhängung, links: Konstruktionslage, rechts: abgesenkte Karosserie

3. Zusammenfassung und Ausblick

Die beim Konzept der „On the Road“ Fahrzeugmodularisierung angewandte Trennung des Fahrzeugs in ein Driveboard und eine Transportkapsel ermöglicht eine hohe Flexibilität im Einsatz und hohe Nutzungszeiten des Driveboards. Gleichzeitig führt dies zu einer sehr großen Varianz der Fahrzeuggewichte und Achslasten, insbesondere an der Hinterachse. Daher sind die Anforderungen an Vorder- und Hinterachse unterschiedlich. Durch die getrennte Entwicklung des Fahrwerkssystems für Vorder- und Hinterachse werden die jeweiligen Anforderungen in Bezug auf Bauraum und Funktionalität optimal erfüllt. An der Vorderachse muss ein Lenksystem eingebaut werden, welches große Lenkwinkel ermöglichen muss, um eine hohe Manövrierfähigkeit für den Einsatz im Stadtgebiet zu erreichen. Aufgrund der Doppelquerlenkeraufhängung muss eine Veränderung der Spurweite während des Hubvor-

gangs vermieden werden, was mit Hilfe eines Fahrschemels realisiert wird. Die Hinterachse unterliegt vor allem aufgrund der verwendeten u-förmigen Karosserieform Herausforderungen hinsichtlich des verfügbaren Bauraums. Darüber hinaus ergibt sich an der Hinterachse die größte Lastvarianz. Hier wurde ein Konzept mit veränderlicher Ausrichtung der Feder-Dämpfer-Einheit umgesetzt, so dass der gesamte Lastbereich mit der selben mechanischen Feder-Dämpfer-Einheit abgedeckt werden kann.

Im weiteren Verlauf des Projektes folgt der Aufbau des Gesamtsystems und die Erprobung. Die bei der Erprobung gesammelten Erfahrungen dienen dann zur weiteren Optimierung aller Teilsysteme.

Danksagung

Wir danken dem Ministerium für Wirtschaft, Arbeit und Tourismus Baden-Württemberg für die Förderung des Projekts "U-Shift II – Ein 'on-the-Road' modularer Fahrzeugprototyp bestehend aus einem U-förmigem DriveBoard für hochflexiblen Kapselwechsel und Kapseln zum Transport von Personen und Gütern". Die Verantwortung für den Inhalt dieser Arbeit liegt bei den Autoren.

Continuous Estimation of the Local Friction Value Potential based on Tyre Acoustic Data

Ventseslav Yordanov M.Sc., Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Lutz Eckstein**,
Institut für Kraftfahrzeuge (ika) - RWTH Aachen University

Kurzfassung

Mit dem Aufkommen hochautomatisierter Fahrzeugfunktionen und dem Übergang zum voll-autonomen Fahren werden die Sicherheitsanforderungen an Fahrdynamikregelsysteme immer anspruchsvoller. Kritische Fahrsituationen müssen von den fortschrittlichen Fahrerassistenzsystemen erkannt und proaktiv vermieden werden. Der Schlüsselfaktor für die Wirksamkeit solcher Systeme in jeder Fahrsituation ist die genaue und kontinuierliche Überwachung des lokalen Reibwertpotenzials.

Die gegenwärtigen, dem Stand der Technik entsprechenden Ansätze sind nur in begrenzten Szenarien wirksam, was die Notwendigkeit eines erweiterten Lösungsraums verdeutlicht. Verschiedene Forscher schlagen unterschiedliche Messtechniken vor, wobei Ansätze, die auf Reifenschwingungen basieren, das größte Potenzial bieten. Andererseits stehen bei der Datenauswertung vor allem die Auswirkungen der komplexen Reibpaarungsschnittstelle im Mittelpunkt der Forschung, während Ansätze zur Leistungsübertragung noch nicht im Detail untersucht wurden.

In dieser Arbeit wird das Potenzial der Verwendung akustischer Daten für die kontinuierliche Überwachung des Kraftschlusspotenzial untersucht. Zwei verschiedene Reifentypen wurden in einer Laborumgebung unter freien Roll- und Schlupfbedingungen auf einem Flachbahn-Reifenprüfstand mit um den Reifen herum positionierten akustischen Sensoren gemessen. Auf dieser Basis werden die Abhängigkeiten zwischen dem Reifenschalldruck und dem lokalen Reibwertpotenzial, basierend auf dem Leistungsübertragungsansatz, analysiert. Zur Bewertung der Genauigkeit des Ansatzes wird eine Korrelationsstudie durchgeführt und die charakteristischen Tendenzen werden hervorgehoben.

Abstract

Due to the emergence of highly automated vehicle functions and the transition towards fully autonomous driving, the safety requirements for vehicle dynamics control systems are becoming more demanding. Critical driving situations are to be detected and avoided proactively by the advanced driver assistance systems. The key factor for the effectiveness of such

systems, at any driving situation, is the accurate and continuous monitoring of the local friction value potential.

Current state-of-the-art approaches perform effectively only under limited scenarios, highlighting the necessity of an extended solution space. Different measurement techniques are proposed by various researchers, where approaches based on tyre vibrations offer the highest potential. On the other hand, from a data evaluation point of view, mainly the resulting effects from the complex friction pair interface has been the focus of research, while power transmission approaches have not been investigated in detail.

In this paper, the potential of using acoustic data for continuous monitoring of the adhesion potential is investigated. Two different tyre types were measured in laboratory environment under free rolling and slip conditions on a flat belt tyre test rig with acoustic sensors positioned around the tyre. On this basis, the dependencies between the sound pressure emitted by the tyre and the local friction value potential, based on power transmission approach, are analysed. For the assessment of the approach accuracy, a correlation study is performed and the characteristic trends are highlighted.

1. Introduction

The driving safety of land vehicles is primarily governed by the interactions with the roadway. The determining link for the power transmission behaviour, resulting from these interactions, is the local variation of the road surface texture characteristics and weather conditions paired with the complex design and multi-material structure of tyres. As a result from the complex friction pair interface, forces within the tyre contact patch are generated, guiding the wheel and thus the vehicle in a certain direction. Extensive information about the present and the maximum available force potential is crucial for addressing critical driving situations. The driver, acting as a controller for realising the driving task, is not always able to adequately assess such situations and to adapt his behaviour to dynamic changes. Therefore, advanced driver assistance systems (ADAS) have a major role on the guidance and stabilization level of the driving task. Valid estimation of the road friction potential can improve the effectiveness of ADAS as shown in [1] and thus can contribute significantly to accident prevention [2]. On the other hand, with the emergence of highly automated vehicles, precise and continuous estimation of the transferable forces in real time is getting of even higher importance.

The estimation of the road-friction potential has been the focus of research for a long time and several approaches have been developed. These can be roughly categorized into cause-based and effect-based approaches, according to [3]. The cause-based approaches are focused on measuring vehicle and road parameters by multiple sensors and estimating

the friction potential using a database containing the influence of these parameters for the specific tyre type [3]. Despite the high accuracy offered by this approach category, the availability of an extensive database is a major drawback for commercial implementation. In contrast to this, the effect-based approaches estimate the road grip potential using tyre or vehicle responses to friction variations without the necessity of a database. These approaches are classified in [3] depending on the monitored tyre or vehicle effect. The classification is further examined in [4], where the effect-based friction estimation approaches are generalized into being either slip-based or vibration-based.

The slip-based approaches estimate the friction potential by feeding signal data available on the CAN bus of modern vehicles to rubber-road friction models which are then evaluated from a vehicle dynamics perspective (e.g. using a state estimator). The maximum friction potential is derived from the difference between the reconstructed forces and the forces provided by the model for the current tyre slip values. In addition to the contributions discussed in [3] and [4], several dissertations on these approaches have already been published at the Institute for Automotive Engineering (ika), RWTH Aachen University [5], [6]. The main drawback of the slip-based approaches is the requirement of a minimum level of slip for achieving an accurate friction estimation. On the other hand, tyre slip is not a directly measurable parameter, but is estimated based on the differences between the vehicle velocity and the wheel rotational speed. Furthermore, as demonstrated in a recently completed dissertation [7] at the ika, accurate on-board measurement of vehicle velocity is not a trivial task, especially during vehicle accelerations. Addressing all these factors including the lack of information on other contributors to friction pairing limits the scope of slip-based solutions in modern ADAS functions being relevant for driving safety.

In order to overcome the disadvantages of the slip-based approaches, the focus of research in the last years lies on the vibration-based approaches. Different solutions have been proposed by various researchers to estimate the road friction potential based on the vibrations originating at the friction pair interface. According to [4], these can be grouped into low and high frequency vibration-based approaches. The low frequency solutions aim at correlating changes in resonance frequency of different vehicle subsystems (e.g. steering system, drivetrain) based on the assumption that tyre slip stiffness depends on the friction coefficient [8], [9]. However, the results show higher variability which limits the confidence scope.

High frequency based approaches are mainly targeting the tyre vibration response or the noise emitted during contact with the road surface. The solutions focusing on tyre vibrations are based on acceleration data measured at the tyre inner liner, as described in [10], [11]. This offers the possibility to classify different road surfaces and normal loads, which is a val-

uable information that can be used to enhance slip-based friction monitoring approaches. However, the authors report unsatisfactory classifier performance under high slip conditions due to stick-slip phenomena linked to the tread block vibration modes. Moreover, these solutions are still facing the drawback of the slip-based approaches, related with the slip uncertainty. In addition, the proposed data analysis approach monitors acceleration phenomena within a single wheel revolution, resulting in a velocity dependent resolution and confidence interval.

On the other hand, high frequency approaches based on the noise emitted by tyre-road interactions overcome this disadvantage, since the sound pressure waves are continuously generated. Several researchers already successfully classified road surfaces and road conditions using acoustic data, measured in and outside the tyre [12], [13], [14]. This information can be used again to enhance the traditional slip based approaches. However, there are still no studies published regarding the dependencies between the emitted tyre sound pressure and the adhesion potential related characteristics in operating conditions.

2. Proposed Approach and Potential Assessment

Within the framework of this research, two different tyre types are measured under free rolling and slip conditions in laboratory environment using a flat belt tyre test rig. The tyre types are selected as typical representatives of the compact vehicle class (Tyre A) and of the crossover SUV vehicle class (Tyre B). In addition to the force and moment data, sound pressure levels are measured via acoustic sensors positioned around the tyre. The tyres are excited by the means of free rolling and handling measurements, applying lateral slip in the linear and non-linear range.

As demonstrated in [15], rubber friction depends on the excitation frequency and material temperature, which on the other hand are depending on the sliding velocity and the roughness of the corresponding surface. The same influence has also been demonstrated for tyre lateral characteristics in [16]. In order to assess these influencing factors on a more universal basis, the focus of this work lies on the heat power transmission at the tyre contact patch. The heat power sources, considered in this work, are the rolling resistance heat power and the frictional heat power.

Thus, the dependencies between the tyre sound pressure and the local friction value potential are analysed based on power transmission approach. To evaluate the potential of the approach, a correlation study is conducted. The findings from the investigation under free rolling condition is presented in Section 2.1 and the investigation results under slip conditions are presented in Section 2.2.

2.1. Investigation under Free Rolling Condition

As described in Section 1, the majority of the state of the art approaches for estimating the local friction are effective under the presence of moderate slip levels. This section demonstrates the potential of using acoustic data for estimating friction related characteristics at extremely low friction levels under free rolling conditions. An overview of the evaluation of the measured sound pressure data and the power calculated from the measured responses using Tyre A are given in the following figure.

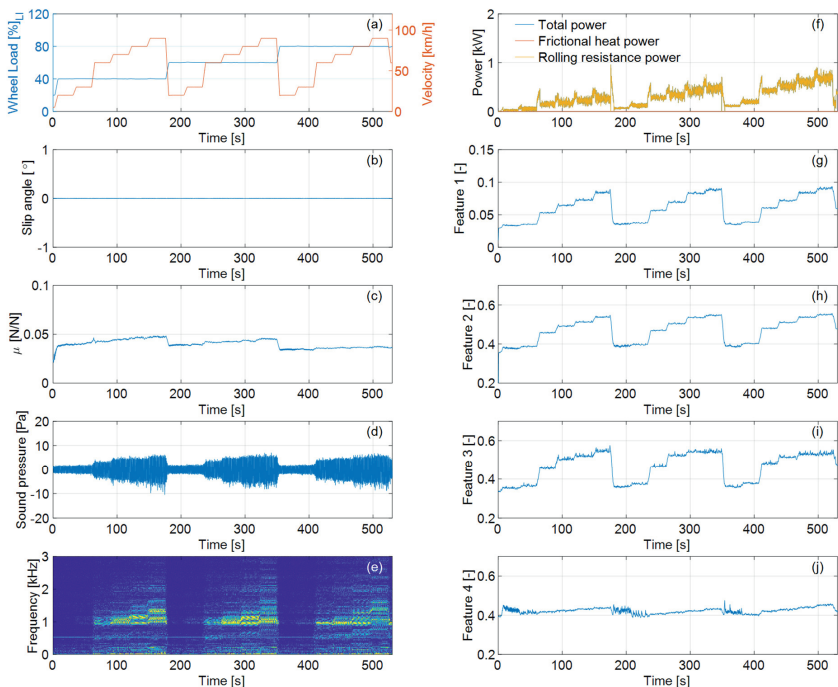


Fig. 1: Data evaluation using the proposed approach – Tyre A under free rolling condition

The upper two subplots of the left hand side of Figure 1 (see (a) and (b)), define the measurement operating conditions. For this investigation, the tyre is rolling freely at velocities between 20 km/h and 90 km/h in six steps. This is repeated for three wheel loads, which are selected in accordance to the vehicle class and referred to the tyre load index (LI). The subplot (c) contains the coefficient of friction μ , calculated by normalizing the vector sum of the

transmitted forces in longitudinal and lateral direction by the wheel load. On this basis and taking into account the wheel angular velocity and the measured moments in y direction, the frictional heat power and the rolling resistance heat power transmitted at the tyre contact patch, are calculated. These are given in (f), where the total power represents the sum of both heat power sources. Since the tyre is freely rolling, the frictional heat power is negligibly small, leading to overlapping of the total power and the rolling resistance power. The measured tyre sound pressure emitted during the manoeuvre, shown in (d), is converted into the time-frequency domain, visualised in (e), using the Short Time Fourier Transformation. The data from the time-frequency plane is further evaluated and four features are derived (see (g), (h), (i) and (j)). These vectors are rescaled between 0 and 1 using min-max normalization based on the entire measurement data from both tyre types.

Comparing all four feature vectors and the total power vector, similarities regarding the shapes and a specific relationship between the magnitudes can be noticed. In order to quantify these similarities and to preliminary evaluate the potential of the approach, a correlation study was performed. In the context of this paper, the Pearson's linear correlation coefficient R is considered as a criterion for dependencies between the feature vectors and the total power and friction coefficient vectors. The highest performance is achieved using Feature 2, the results of which are shown in Figure 2 for each wheel load individually.

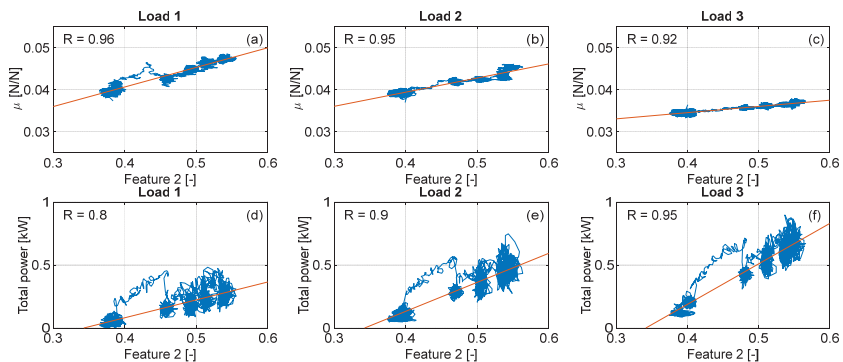


Fig. 2: Correlation results of Feature 2 – Tyre A under free rolling condition

The upper three subplots (see (a), (b) and (c)), contain the correlation results with the coefficient of friction for the corresponding wheel load. Here the slope between Feature 2 and μ , as well as its magnitude, decreases with increasing the wheel load. Despite the extremely low friction levels with a maximum μ value of 0.048, the sound pressure feature results in an

almost linear correlation with an R value of 0.92 at the highest wheel load. The correlation results with the total power (see (d), (e) and (f)), indicate the same tendency. An increase in the total power gradient and the magnitude corresponds to the change in wheel load. The same findings were obtained for Tyre B, highlighting that acoustic data can be used to monitor the rolling resistance of the friction pair under free rolling conditions. This information is rather irrelevant for driving safety, but on the other hand it represents valuable data that can be exchanged with a digital twin applications.

2.2. Investigation under Slip Conditions

In this section, the potential of using acoustic data for estimating local friction values under pure lateral slip conditions in the tyre's linear and non-linear range is presented. The investigations in the tyre linear range are performed by the means of low angle sinusoidal side slip excitations with constant amplitude and frequency. The measured and evaluated data using Tyre A is shown in the following figure structured identically to Figure 1. The influence of the wheel load is considered by applying the three wheel load steps, as described in Section 2.1, at constant velocity of 60 km/h (see (a)). To take into account the influence of the excitation frequency and to investigate the potential of the approach at different dynamic levels, the measurements are carried out at 0.5 Hz and 1 Hz (see (b)).

In contrast to the measurements under free rolling conditions, in the presence of a side slip angle the frictional heat power becomes the predominant part of the total power (see (f)). However, the average rolling resistance heat power for the individual wheel loads remains nearly unchanged compared to the results under free rolling condition at 60 km/h. This is consistent with the baseline levels of all four sound pressure features. The tendency is identical for both tyre types and is best underlined by Feature 4 (see (j)), as it is least responsive to side slip variations. The trend noted in Section 2.1 regarding the similarities between the shapes and the magnitudes of the first three feature vectors with the total power and coefficient of friction can also be observed here. The effects of ply steer, describing asymmetrical lateral force generation (see (c) and (f)), are also recognisable in the first three sound pressure features. These patterns persist for both excitation frequencies, indicating for resilience potential of the approach to the dynamics of the considered manoeuvre.

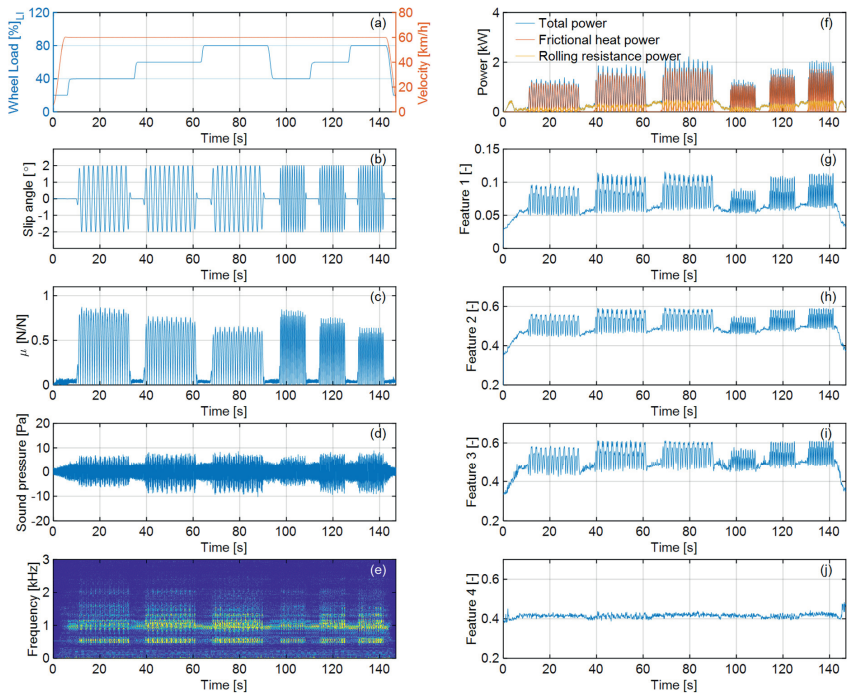


Fig. 3: Data evaluation using the proposed approach – Tyre A under slip condition in the linear range

The similarities discussed so far are quantified, analogously to Section 2.1, by using the Pearson's linear correlation coefficient. The first three features result in nearly equal results with an R value differences of 0.02. In accordance with the correlation results of the free rolling condition, the highest performance is also derived here with Feature 2 for both tyres. The results with Tyre A are provided in Figure 4 and are structured in three columns according to the individual wheel loads. The upper half of the figure contains the correlation results for the first excitation frequency (Frequency 1), whereas the bottom half of the figure contains the findings for the second excitation frequency (Frequency 2). The Feature 2 vector correlated with the coefficient of friction vector results in R values above 0.83 for Frequency 1 (see (a), (b) and (c)), showing slightly lower linear relationship compared to the results from free rolling condition. Doubling the excitation frequency leads to a further reduction of the linear cor-

relation performance with R values of about 0.74 (see (g), (h) and (i)). However, the data clearly show that the relationship is not linear, but it is following a specific pattern.

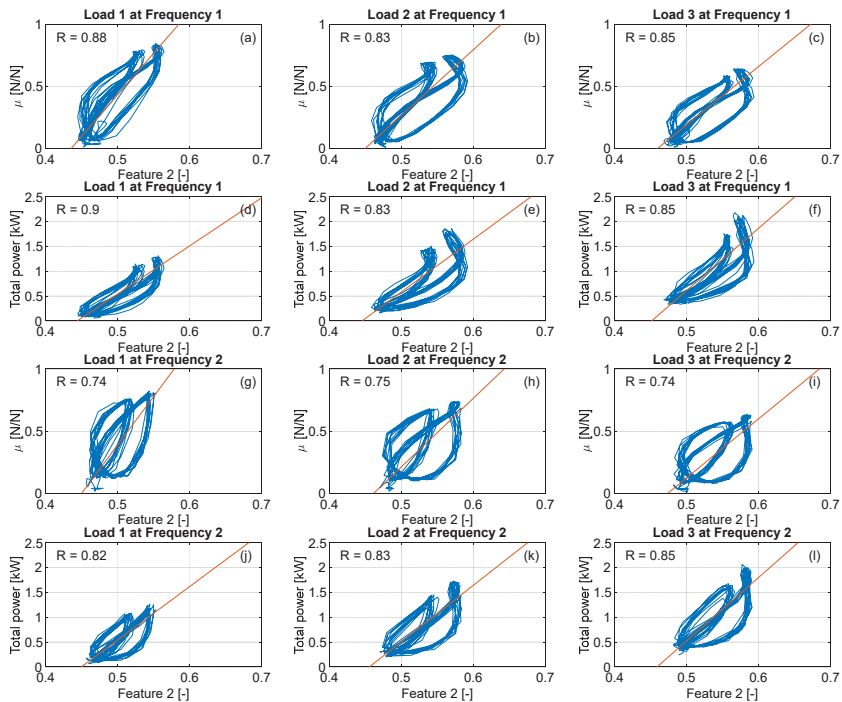


Fig. 4: Correlation results of Feature 2 – Tyre A under slip condition in the linear range

The distance of the data points from the linear regression line with increase of the excitation frequency corresponds to the increase of the hysteretic power dissipated due to lateral carcass deformations in the form of internal material friction. Moreover, two hysteretic loops resulting from the ply steer effects can be recognized. The same trend applies for the correlation between the sound pressure feature and the calculated total power (see (d), (e), (f), (j), (k) and (l)). Here, the resulting R values for both frequencies remain nearly unchanged, with an average of 0.84, highlighting a higher robustness for estimating friction potential based on acoustic data.

The investigations in the tyre's non-linear range are performed by the means of high angle side slip sweeps. High lateral and longitudinal vehicle accelerations lead to changes in the

position of the centre of gravity and thus to shifts in the individual wheel load distribution. The wheels with the highest loads are decisive for driving safety. Therefore, the results with Load 3 are presented. For consistency with the slip condition in the linear range, the selected velocity is 60 km/h for both tyres. The measured and evaluated data using Tyre A are provided in Figure 5.

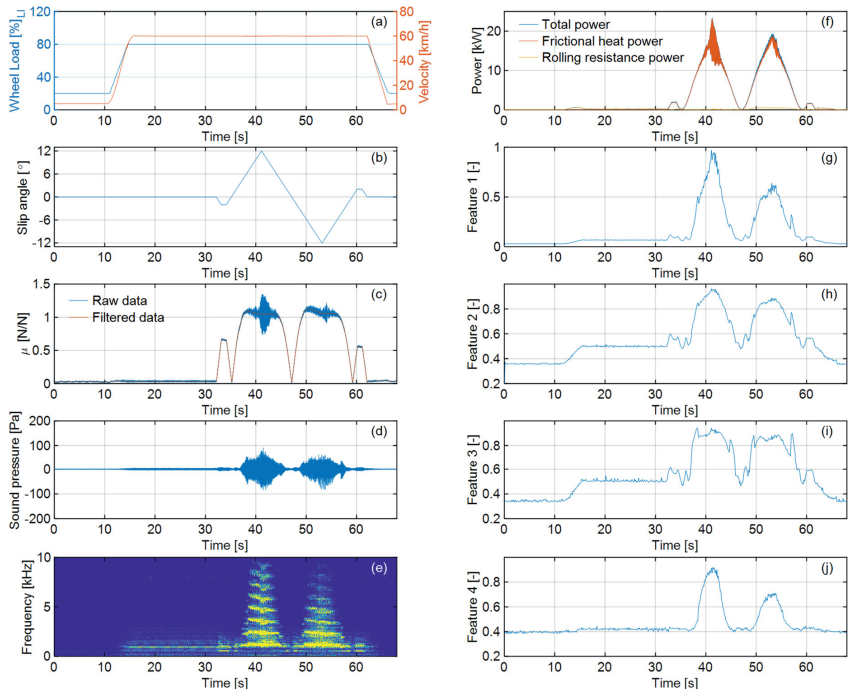


Fig. 5: Data evaluation using the proposed approach – Tyre A under slip condition in the non-linear range

In contrast to the data evaluation examples presented so far, the coefficient of friction, shown in subplot (c), is calculated using both raw and filtered data. The reason for this are the stick slip effects during transitions from the adhesion friction to sliding friction. In order to address these effects, the raw data is used for the calculations of the power vectors, presented in subplot (f). The rolling resistance heat power remains at the same level and only accounts for a negligible portion of the total power, especially at high side slip angles. Operating the tyre outside the linear range produces ten times more total power which aligns with the emitted

sound pressure amplitude gain (see (d)). In addition, the sound pressure waves cover a frequency spectrum of up to 10 kHz, five times higher compared to the presented measurements under the same operating conditions. The shapes of the four features derived from the acoustic data indicate significant similarities with the calculated μ and total power. Within the framework of the correlation study, both raw and filtered data sets were used. The lowest R values derived for both tyres amount to 0.8 using raw data and 0.9 using filtered data. The high amount of oscillations contained in the raw data due to stick slip effects are the reason for the lower performance. The highest linear correlation results are obtained again using Feature 2, shown in the following figure.

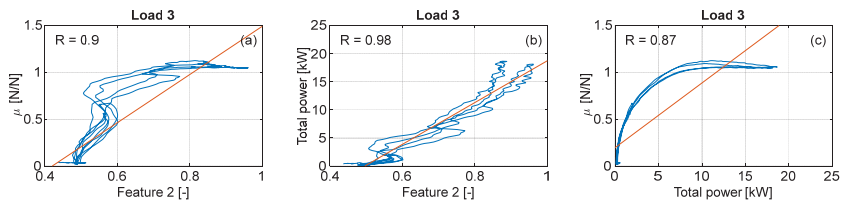


Fig. 6: Correlation results of Feature 2 – Tyre A under slip condition in the non-linear range

Despite the high R value of 0.9 resulting from correlating the coefficient of friction and the sound pressure feature, the relationship between both vectors is clearly not linear and follows a sigmoid curve shape with strong ply steer dependency. On the other hand, the correlation between the total power and Feature 2 vectors result in R value of 0.98, as shown in subplot (b). This highlights the accuracy potential for estimating the power transmitted within the tyre contact patch based on acoustic data. On this basis, the local μ values can be derived, as illustrated in subplot (c). The curve follows a sigmoid curve similar to (a), but overcoming the influences due to ply steer. However, after reaching total power of 10 kW, a drop in the coefficient of friction can be noticed due to the transitioning from adhesion friction to sliding friction. During the transition, natural modes of the belt and the tread blocks are triggered, emitting sound pressure waves with a specific pattern. This phenomenon is precisely captured by Feature 4 and is valid for both considered tyre types, as demonstrated in Figure 7. The upper half of the figure contains the coefficient of friction over the time, while the bottom half of the figure presents the derived sound pressure feature over the time. The vertical dashed lines in all subplots indicate the range of sliding friction that begins immediately after the maximum friction potential is exceeded and ends with the presence of stable adhesion friction. The magnitude of Feature 4 does not only provide information regarding

the timeframe when the phenomenon occurs, but also enables the measurement of the rate at which the friction potential changes.

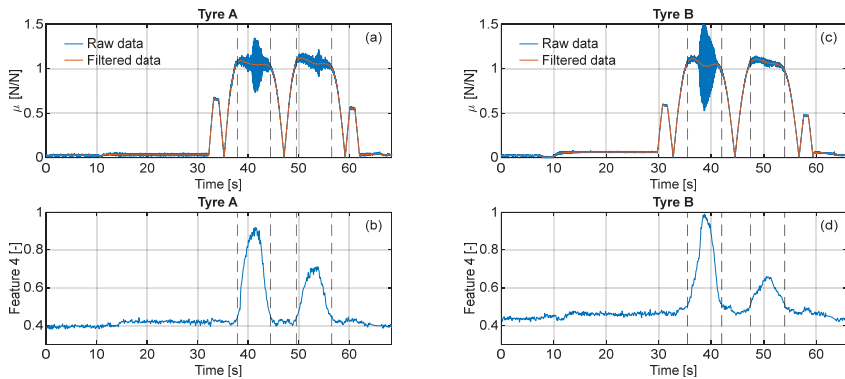


Fig. 7: Correlation results of Feature 4 – Tyre A (left) and Tyre B (right) under slip condition in the non-linear range

The findings, presented in this section, highlight that utilization of acoustic data offers continuous estimation of the local friction potential under slip conditions in both linear and non-linear tyre range with high accuracy.

3. Summary and Outlook

This paper presented the potential of using acoustic data for continuous monitoring of the local friction characteristics based on tyre measurements in laboratory environment. Investigations under free rolling and lateral slip conditions served as a basis for a correlation study highlighting clear dependency between the power transmitted within the tyre contact patch and the emitted sound pressure. The novel methodology overcomes the drawbacks of state of the art approaches for friction estimation and offers the necessary information for future ADAS systems.

As an outlook, the authors are planning further investigations under longitudinal and combined slip conditions. On this basis, the dependencies between the sound pressure characteristics and the target vectors are to be modelled and validated in a real environment.

References

- [1] Weber, I.: Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik, TU Darmstadt Diss., 2004
- [2] Unselt, T., Breuer, J., Eckstein, L., Frank, P. (2004): Avoidance of "loss control accidents" through the benefits of ESP, FISITA World Automotive Congress, Barcelona
- [3] Müller, S., Uchanski, M., Hedrick, K. (2004): Estimation of the Maximum Tire-Road Friction Coefficient, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 12/2003: 607-617
- [4] Acosta, M., Kanarachos, S., Blundell, M. (2017): Road Friction Virtual Sensing: A Review of Estimation Techniques with Emphasis on Low Excitation Approaches, Applied Sciences 7(12), 11/2017: 1230 S
- [5] Hartweg, C.: Fahrzeugstabilisierung durch reifenmodellbasierte Schätzung des Kraftschlusspotentials, RWTH Aachen Diss., 2011
- [6] Horrmann, T.: Ermittlung von Horizontalkräften im Radaufstandspunkt auf Basis von Gelekwinkeländerungen im Fahrwerk, RWTH Aachen Diss., 2012
- [7] Poltersdorf, S.: Universell nutzbare Geschwindigkeitsschätzung für Pkw-Regelsysteme, RWTH Aachen Diss., 2019
- [8] Long C., Mingyuan B., Yugong L., Zhaobo Q., Keqiang L. (2016): Tire-road friction coefficient estimation based on the resonance frequency of in-wheel motor drive system, Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility 54(1), 11/2015: 1-19
- [9] Schmeitz A. J. C., Alirezai M. (2016): Analysis of wheel speed vibrations for road friction classification, Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility 54(4), 1/2016: 492-509
- [10] Nepote, A., De La Pierre, P., Varpula, T., Rautiainen, A., Jaakkola, K. (2005): The Intelligent Tire: Acceleration Sensors Data Acquisition, SAE Technical Paper 2005-01-1481, 4/2005, Detroit
- [11] Singh, K., Arat, M., Taheri, S. (2012): Enhancement of Collision Mitigation Braking System Performance Through Real-Time Estimation of Tire-road Friction Coefficient by Means of Smart Tires, SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic and Electrical Systems 5(2), 9/2012: 607-624
- [12] Abdic, I., Fridman, L., Brown, E. D., Angell, W., Reimer, B. (2016): Detecting Road Surface Wetness from Audio: A Deep Learning Approach, 23rd International Conference on Pattern Recognition (ICPR), 12/2016: 3458-3463, Mexico

- [13] Masino, J., Wohnhas, B., Frey, M., Gauterin, F. (2017): Identification and Prediction of Road Features and their Contribution on Tire Road Noise, WSEAS Transactions on Systems and Control, Volume 12, Art. 21, 2017: 201-212
- [14] Masino, J., Foitzik, M., Frey, M., Gauterin, F. (2017): Pavement type and wear condition classification from tire cavity acoustic measurements with artificial neural networks, The Journal of the Acoustical Society of America 141(6), 6/2017: 4220
- [15] Persson, B. N. J. (2001): Theory of rubber friction and contact mechanics, The Journal of Chemical Physics 115(8), 8/2001: 3840
- [16] Angrick, C., Putten, S., Prokop, G. (2014): Influence of Tire Core and Surface Temperature on Lateral Tire Characteristics, SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems 7(2), 2014: 468-481

Untersuchung der Druckverteilung zwischen Reifenwulst und Felgenhorn unter statischen Lastzuständen

Michael Linden, M.Sc., Univ. Prof. Dr. Ing. **Lutz Eckstein**,
Institut für Kraftfahrzeuge (ika), RWTH Aachen University;
Dipl.-Ing. **M. Schlupek**, Dipl.-Ing. **R. Duning**,
Maxion Wheels, Königswinter

Kurzfassung

Die Optimierung eines Kraftfahrzeugs und deren Komponenten ist mit großen technischen Aufwand und hohen Kosten in der Entwicklung verbunden. Damit die Kosten und der zeitliche Aufwand in der Entwicklung so gering wie möglich bleiben, werden Simulationsmodelle von Komponenten und Vollfahrzeugen genutzt. Durch das Nutzen von Simulationsmodellen können Versuche in einer virtuellen Umgebung durchgeführt werden, die teure und zeitaufwändige Messungen im Realen ersetzen, bzw. ergänzen, können. Ein Optimierungspotential liegt in der Beschreibung der Schnittstelle zwischen Reifen und Rad. Der Reifen ist die einzige kraftübertragende Komponente zwischen Straße und Kraftfahrzeug. Somit werden die fahrdynamischen Eigenschaften eines Kraftfahrzeugs zum großen Teil vom Reifen bestimmt. Der Reifen überträgt seine Kräfte über Reifen-Felgen-Schnittstelle, welche wiederum die Kraft über die Radnabe weiterleitet. In dieser Wirkkette ist die Druckverteilung zwischen Reifenwulst und Felgenhorn derzeit nicht ausreichend untersucht.

Ziel dieser Arbeit ist es in statischen Messungen eines nichtrollenden Reifen-Rad-Verbundes die Druckverteilung zwischen Reifenwulst und Felgenhorn zu erfassen. Hierbei wird zunächst die Druckverteilung eines unbelasteten Reifen-Rad-Verbundes mit Variation des Reifendrucks untersucht. Anschließend liegt der Schwerpunkt der Untersuchung in der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle des belasteten Reifen-Rad-Verbundes. Dabei werden sowohl die Vertikal- als auch Lateralkraft und das Raddesign variiert.

Abstract (optional)

Optimizing a motor vehicle and its components involves great technical effort and high costs in development. In order to keep the costs and the time required for development as low as possible, simulation models of components and full vehicles are used. By using simulation models, tests can be carried out in a virtual environment, which can replace or supplement

expensive and time-consuming measurements in the real world. There is potential for enhancing the description of the interface between tire and wheel. The tire is the only force-transmitting component between the road and the motor vehicle. Thus, the dynamic properties of a motor vehicle are largely determined by the tire. The tire transmits its forces via the tire-rim-interface to the wheel, which in turn transmit the force via the wheel hub to the body. In this chain of effects, the pressure distribution in the tire-rim-interface has not been sufficiently investigated so far.

The aim of this work is to record the pressure distribution in the tire-rim-interface during static measurements of a non-rolling wheel-tire-assembly. First, the pressure distribution of an unloaded wheel-tire-assembly is investigated with variation of the tire inflation pressure. The focus is then on investigating the pressure distribution in the tire-rim-interface of the loaded tire-wheel-assembly. Here, the vertical as well as lateral force and the wheel design are varied.

1. Einleitung

In der Entwicklung von Kraftfahrzeugen liegt das Bestreben darin, das Kraftfahrzeug und dessen Komponenten stetig zu optimieren, während Entwicklungszyklen und Kosten möglichst gering gehalten werden sollen. Zu diesem Zweck werden Simulationsmodelle von Fahrzeugen und deren Komponenten benötigt, die teure und zeitaufwändige Prüfstandsmessungen ersetzen bzw. ergänzen, ohne hierbei jedoch an Aussagekraft im Vergleich zu Messungen zu verlieren. In der Radentwicklung wird aus diesem Grund auf FE-Modelle von Rädern zurückgegriffen. Das Rad ist ein verbindendes Element in der Kraftübertragungswirkkette zwischen dem Kraftaufbau im Fahrbahn-Reifen-Kontakt und der Fahrzeugkarosserie. Der Reifen leitet die Kraft in der Reifen-Felgen-Schnittstelle weiter an das Rad, welche wiederum in der Radnabe die Kraft an das Fahrwerk weitergibt. In der Praxis wird in der Radentwicklung in Simulationsumgebungen von Rädern die Reifen-Felgen-Schnittstelle in FEM-Simulationen nicht durch ein komplexes Reifen FE-Modell abgebildet, sondern auf stark vereinfachte Modelle zurückgegriffen. Um detailliertere Modelle entwickeln zu können, ist eine Kenntnis über die tatsächliche Druckverteilung und der wirkenden Kräfte in der Reifen-Felgen-Schnittstelle essenziell. Diese Arbeit soll zum einen eine Messmethodik aufzeigen, wie die Druckverteilung bzw. der Kraftfluss in der Reifen-Felgen-Schnittstelle bei einem stehenden Reifen-Rad-Verbund ermittelt werden kann. Darüber hinaus werden Ergebnisse von derartigen Messungen vorgestellt. Hierbei wird zunächst bei einem unbelasteten Reifen der Reifeninnendruck variiert. Im Anschluss wird der Reifen-Rad-Verbund vertikal und lateral mit unterschiedlichen Kräften belastet. Die Messungen werden zudem mit verschiedenen Raddesign-Varianten durchgeführt.

2. Grundlagen

In diesem Kapitel wird zunächst eine kurze Begriffserläuterung für ausgewählte Felgenbereiche dargelegt. Darauf folgt der aktuelle Stand der Technik zur Beschreibung der Druckverteilung bzw. des Kraftflusses in der Reifen-Felgen-Schnittstelle. Anschließend werden Prüfmittel sowie -sensorik vorgestellt.

Ein Rad besteht je nach Herstellverfahren aus mehreren Bauteilen, welche auf unterschiedlicher Weise miteinander verbunden werden können. Stahlräder bestehen in der Regel aus 2 Bauteilen, der Radschüssel und der Felge, welche miteinander verschweißt sind. Gussalufäder bestehen dahingehend aus einem Bauteil, [1]. Bild 1 zeigt den Querschnitt einer Felgenkontur mit montiertem Reifen. Die Reifen-Felgen-Schnittstelle, welche von außen an einem Fahrzeug zu sehen ist, wird als „außen“ und der nichteinsehbare innere Teil als „innen“ bezeichnet wird, vgl. Bild 1.

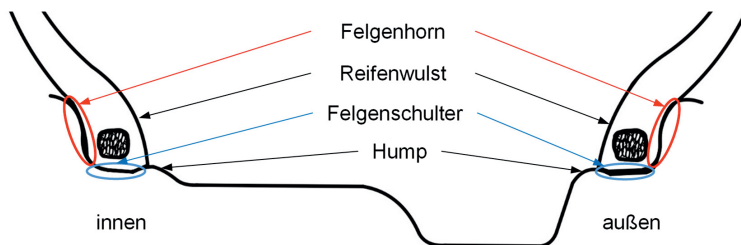


Bild 1: Beschreibung einer Felge [1,2]

Gemäß der Literatur existieren mehrere Ansätze zur Beschreibung der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle. Diese werden genutzt, um in FEM-Simulationen die Strukturfestigkeit eines Rades zu untersuchen und Abschätzungen zur Dauerhaltbarkeit zu treffen. In der Praxis wird in der Regel auf eine aufwendige und kostenintensive Erstellung eines Reifen FE-Modells und somit eines Reifen-Rad-Verbund FE-Modells verzichtet, um zeit- und Kostenaufwand zu minimieren [7]. Ein FE-Modell des Reifens wird hier durch vereinfachte Ansätze ersetzt, auf die im Folgenden näher eingegangen wird. Die Beschreibung des Einflusses des Reifeninnendruckes auf die Felge kann Bild 2 entnommen werden. Zunächst ist der linke Teil der Abbildung zu betrachten. Hier ist schematisch dargestellt, wie der Reifeninnendruck in der Reifen-Felgen-Schnittstelle wirkt. Im undeformierten Zustand des Reifens ohne vertikale Belastung wirkt die resultierende Kraft F_0 , welche durch den Reifeninnendruck erzeugt wird,

hauptsächlich auf das Felgenhorn; ein geringer Anteil auch auf die Felgenschulter. Wird Radlast auf den Reifen-Rad-Verbund aufgeprägt, deformiert sich der Reifen und die resultierende Kraft $F_{0,z}$ des Reifeninnendrucks wirkt zunehmend auf die Felgenschulter [5], vgl. Bild 2. In der Literatur wird die resultierende Kraft vereinfacht als wirkende Lateralkraft auf das Felgenhorn angenommen [2, 3]. Hierzu kann mit Hilfe des rechten Teils des Bildes 2 folgende Formel zur Berechnung der Kraft F_0 , welche auf die Reifenschulter wirkt, abgeleitet werden:

$$F_0 = \pi * (r_{\text{Reifen}}^2 - r_{\text{Felge}}^2) * p_0 \quad (1)$$

Die Kraft F_0 beschreibt hier die anteilige Kraft, welche durch den Reifeninnendruck p_0 auf die Seitenwandfläche des Reifens wirkt, die vereinfacht durch den Flächeninhalt eines Kreisrings beschrieben werden kann. Der äußere Kreisring wird durch den Reifenradius r_{Reifen} und der innere Radius durch den Felgenradius r_{Felge} bestimmt [2, 3].

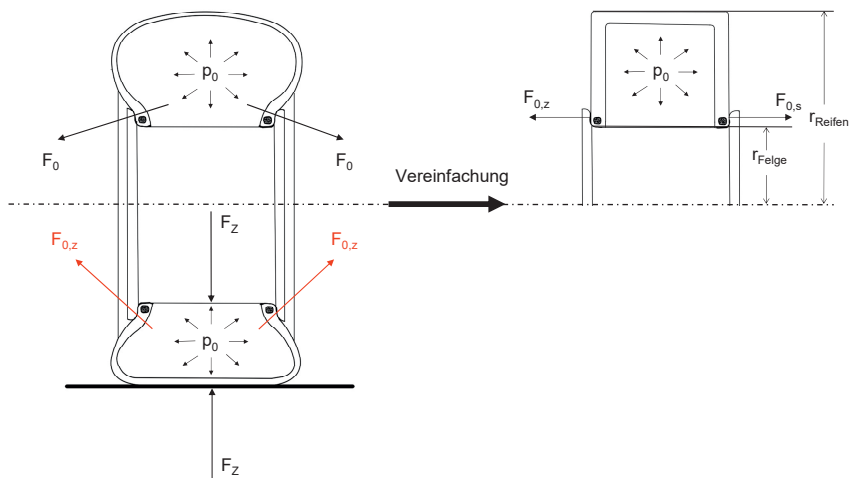


Bild 2: Schematische Darstellung des Reifendruckeinflusses auf die Felge [2,5]

Zur Beschreibung der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle in Folge einer Radlast hat sich in der Praxis der mathematische Ansatz einer Cosinus-Funktion durchgesetzt [3,4,6], vgl. Bild 3. Es wird ein druckbelasteter Bereich innerhalb eines Lastwinkels angenommen, wobei außerhalb dieses Lastwinkels die Druckverteilung ignoriert werden kann [3]. Die dazugehörige mathematische Beschreibung ist in folgender Gleichung (2) aufgetragen:

$$W_r(\theta) = \frac{F_{max}}{b * r_b * 4 * \theta_0} \cos\left(\frac{\pi}{2} * \frac{\theta}{\theta_0}\right) \quad (2)$$

$W_r(\theta)$ ist die Druckverteilung im Umfangswinkel θ . F_{max} beschreibt die Last, die auf den Reifen-Rad-Verbund in vertikaler Richtung wirkt. Der Radius r_b beschreibt den Felgenhornradius, b die Breite des Felgenhorns und θ_0 den Lastwinkel, in dem die Kraft übertragen wird. Dieser kann in Abhängigkeit des Latschwinkels nach Gleichung (3) berechnet werden, [3].

$$h = r_{Reifen} * \left[1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right] \quad (3)$$

Hierbei beschreiben h die Verformung des Reifens, l die Latschlänge, r_{Reifen} den unbelasteten Reifen-Rad-Verbundradius und α den Latschwinkel. In der Literatur wird auch ein konstanter Winkel von 40° vorgeschlagen, welcher aus Messungen eines Reifen-Rad-Verbundes unter vertikaler Last und Applikation von Dehnungsmesstreifen ermittelt wurde [3].

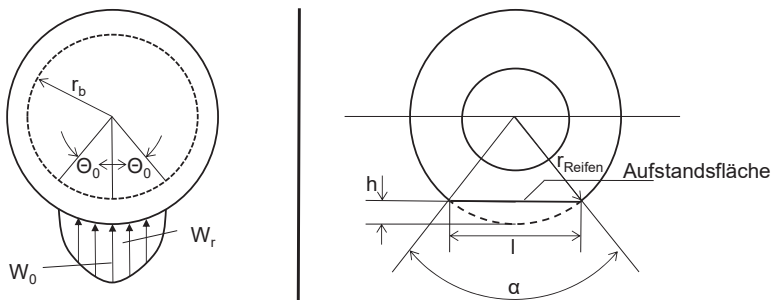


Bild 3: Links: Schematik der vertikalen Druckverteilung im Reifenlatsch [3,4]; rechts: Schematik zu Aufstandsflächenlängenbestimmung [4]

Darüber hinaus werden in der Literatur noch weitere vereinfachte Modelle zur Beschreibung der Druckverteilung zwischen Reifenwulst und Felgenhorn erwähnt, auf welche im Folgenden mit Schlagwörtern verwiesen wird: "Eye bar loading function" [3], "Boussiensq Loading function" [3], "Semi-analytical loading function" [7,8] und „ring tire model“ [6]. Die Modelle werden in der Regel durch Simulationen mit komplexen FE-Modellen des Reifen-Rad-Verbundes [7,8] und Vergleich der Bauteilspannungen an hochbelasteten Stellen des FE-Radmodells validiert. Zudem werden diese Validierungen mit Prüfstandsmessungen des Reifen-Rad-Verbundes mit Applikation von Dehnungsmesstreifen an ausgewählten Stellen am Rad ergänzt [7,8] oder nur für Validierung des vereinfachten Modells genutzt [3,4].

Auf Untersuchungen, die die Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle unter Last direkt messen, wird im Weiteren näher eingegangen. Xiaofei [3] stellt für einen stehenden LKW Reifen-Rad-Verbund unter vertikaler Last von 70 kN auf einer Prüftrommel eine Belastung innerhalb eines Bereiches von ca. $\pm 50^\circ$ relativ zum Radaufstandspunkt eine Druckbelastung für Felgenhorn und -schulter fest. Darüber hinaus zeigt sich eine Entlastung außerhalb dieses Bereiches. Es liegt eine höhere Belastung des inneren Bereiches der Reifen-Felgen-Schnittstelle vor [3]. Walter [2] zeigt für einen mit 16 km/h auf einer Prüftrommel rollenden Reifen unter einer vertikalen Last von 6300 N die Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle auf. Es ist eine Druckentlastung der Felgenschulter in einem Bereich zwischen -60° und $+40^\circ$ relativ zum Radaufstandspunkt zu erkennen, wobei das Minimum bei ca. -10° liegt. Zugleich zeigt sich eine Belastung auf dem Felgenhorn in diesem Bereich, wobei ein Maximum bei gleichem Winkel wie das beim Minimum der Felgenschulter zu erkennen ist. Zusätzlich werden bei gleicher Bedingung Ergebnisse der Druckverteilungsmessungen bei $\pm 4^\circ$ Schräglaufwinkel dargelegt. Es zeigt sich eine komplexe Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle.

Um definierte Lastzustände an einem Reifen-Rad-Verbund aufbringen zu können, werden Prüfstände benötigt. Einer dieser Prüfstände ist der Steifigkeitsreifenprüfstand des Instituts für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen University (ika). Hier können sowohl vertikale, laterale als auch longitudinale Kraftzustände an einem Reifen-Rad-Verbund auf einer ebenen Fläche eingeregelt werden. Zudem kann ein am Prüfstand montierter, unbelasteter Reifen-Rad-Verbund in 12° -Schritten um die Prüfstandsnahe rotiert werden.

Ein Sensor, mit dem Druckmessungen in der Reifen-Felgen-Schnittstelle erfolgen können, ist in Bild 4 zu sehen. Der Sensor besteht aus 64×3 einzelnen Druckmesstellen, welche als Sensel bezeichnet werden. Jedes Sensel hat eine Fläche von $(2,54 \times 5,08)$ mm und misst den auf ihn wirkenden Normaldruck.



Bild 4: Sensor zur Messung der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle

3. Messmethodik und Datenauswertung

In diesem Kapitel werden zunächst die Messmethodik und die dazugehörige Verarbeitung der Messdaten zur Ermittlung der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle beschrieben. Im Anschluss wird das Messprogramm vorgestellt.

Für diese Arbeit werden mehrere unterschiedliche Messungen durchgeführt, wobei nicht auf alle detailliert eingegangen wird, da diese nicht alle im Fokus dieser Arbeit liegen, vgl. Bild 5. Es werden Vertikalsteifigkeitsmessungen eines Reifen-Rad-Verbundes zur Bestimmung des statischen Reifen-Rad-Verbundradius für die für diese Arbeit relevanten Radlasten durchgeführt. Zudem werden Messungen zur Bestimmung der Länge der Reifenkontaktfläche durchgeführt. Darüber hinaus werden zur Bestimmung der Felgenkonturen Scans der 3 Räder gemacht, vgl. (1) in Bild 5. In (2) und (3) des Bild 5 sind Messungen der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle aufgeführt, wobei (2) den unbelasteten Fall zur Bestimmung der Druckverteilung durch Reifenwulstvorspannung und Reifeninnendruck darstellt und (3) die Druckverteilungsmessungen des belasteten Reifen-Rad-Verbundes. Das Vorgehen wird im Folgenden näher beschrieben.

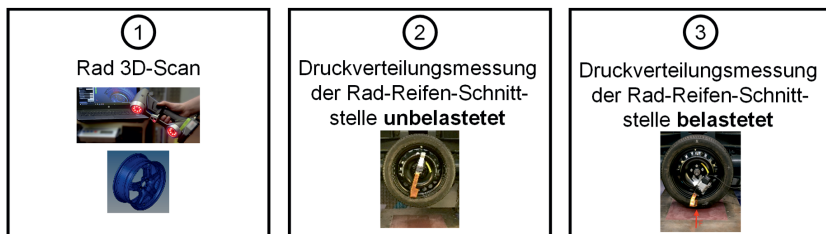
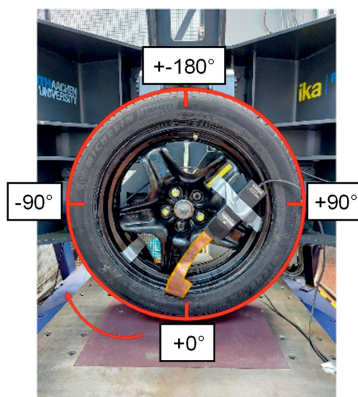


Bild 5: Messprogramme der Reifen-Rad-Verbundmessungen

Bevor die Messungen durchgeführt werden, werden die Sensoren, welche in Kap. 2 vorgestellt werden, zur Messung der Druckverteilung in der inneren und äußeren Reifen-Felgen-Schnittstelle appliziert. Im Anschluss wird der Reifen-Rad-Verbund mit Luft befüllt, springt in seinen Ausgangszustand und ist bereit für die Messungen. Zunächst werden die unbelasteten Druckverteilungsmessungen, vgl. (2) in Bild 5, im Reifen-Rad-Verbund bei unterschiedlichen Luftdrücken durchgeführt. Hierbei mit einem relativen Reifeninnendruck von 0 bar gestartet, der Druck wird in 0.5 bar Schritten erhöht und die Messung wird bei 4 bar beendet. Im Anschluss werden die Messungen unter Belastung des Reifen-Rad-Verbundes mit Hilfe des Steifigkeitsreifenprüftandes durchgeführt, vgl. (3) in Bild 5. Für die Messungen werden die Annahmen

getroffen, dass die Speichenlage der Radschüssel relativ zum Aufstandspunkt keinen Einfluss auf die Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle hat. Darüber hinaus wird angenommen, dass die Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle um die vertikale Radmittellenebene symmetrisch ist. Somit wird der Bereich zwischen 0° und 180° gemessen, vgl. Bild 6. Es sei zudem an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass der Sensor zur Messung der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle nur Druckkräfte bestimmen kann. Schubkräfte in Folge von Reibung durch Relativbewegung zwischen Felge und Reifen können nicht bestimmt werden.

Das Vorgehen der Messungen für einen Reifen-Rad-Verbund ist in Bild 6 aufgezeigt. Es werden Messungen in 12° Schritten von 0° bis 180° durchgeführt, siehe Bild 6 rechts. Jeder Messschritt ist nochmals unterteilt: Nachdem die Sensorposition eingestellt ist, wird der Reifeninnendruck vor jedem Schritt eingestellt um sicherzustellen, dass über die Dauer der Messungen der Reifeninnendruck nicht signifikant abfällt. Anschließend wird eine Messung in unbelastetem Zustand durchgeführt, welche als Tare-Messung (c) bezeichnet wird. Diese wird für jeden Schritt 1-16 wiederholt. Anschließend werden der erste Belastungszustand aus dem Messprogramm, vgl. Bild 7, eingestellt und die Messung der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle durchgeführt. Daraufaufgehend wird der nächste Belastungszustand eingeregelt.



1. Messen bei 0° Sensorposition
 - a. Einstellen des gewünschten Radumfangswinkels für Sensorposition (0°)
 - b. Einstellen des Reifeninnendruckes
 - c. Messen des unbelasteten schwebenden Rad-Reifen- Verbundes (Tare-Messung)
 - d. Einregeln Belastungszustand 1
 - e. Messen Belastungszustand 1
 - f. Einregeln Belastungszustand 2
 - g. Messen Belastungszustand 2
 - h. ...
2. Messen bei 12° Sensorposition
 - a. ...
3. ...
16. Messen bei 180° Sensorposition
 - a. ...

Bild 6: Vorgehen der Druckverteilungsmessung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle für einen Reifen-Rad-Verbund

Im Weiteren wird näher auf die Auswertung der oben beschriebenen Daten eingegangen. Mit Hilfe der gewonnenen Daten aus den Vertikalsteifigkeitsmessungen und der Messung der Rad-aufstandsfläche wird der Latschwinkel α zu einer gewünschten vertikalen Last mit Gleichung (4) bestimmt. Zur Herleitung wird Bild 3 verwendet. Die Latschlänge wird durch l und der statische Radhalbmesser bei vertikaler Belastung F_z durch $R_{stat}(F_z)$ beschrieben.

$$\alpha = 2 * \tan\left(\frac{l/2}{R_{stat}(F_z)}\right) \quad (4)$$

Der in (1), vgl. Bild 5, aufgenommene 3D-Scan des Rades wird in einem CAD-Programm weiterverarbeitet. Hier wird die Kontur der Räder bestimmt und die Kontur als Koordinaten in x-, y- und z-Koordinaten extrahiert. Die gewonnenen Konturkoordinaten werden weiterverarbeitet, damit die aus den Sensoren zur Bestimmung der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle gewonnenen Druckwerte auf über die Reifenkontur verteilt werden können. Die Koordinatenpunkte der Kontur werden so angepasst, dass der Abstand zwischen zwei einzelnen Koordinatenpunkten einem Vielfachen der Sensorlänge entspricht. Es ergeben sich somit äquidistante Abstände zwischen den Koordinatenpunkten der Kontur. Darauffolgend kann die Information der Druckverteilung aus den Sensordaten über der Kontur verteilt werden.

Durch die Verteilung der Druckpunkte auf der Kontur kann die resultierende Kraft aus den Druckdaten der Sensel in ihre Anteile in radialer und lateraler Richtung zerlegt werden. Die Summe der Kräfte in radialer und lateraler Richtung für jeweils die innere und äußere Reifen-Felgen-Schnittstelle ergibt die Knotenkraft in lateraler und radialer Richtung für jede Winkel-lage. Die Druckdaten der Sensel aus den Messungen des belasteten Reifen-Rad-Verbundes, vgl. Bild 6, werden durch subtrahieren der Tare-Daten genullt, so dass nur die durch die Last auf den Reifen-Rad-Verbund aufgebrachten Drücke in der Reifen-Felgen-Schnittstelle berücksichtigt werden. Hierbei wird eine Fallunterscheidung unternommen: ein nichtdruckbelastetes Sensel (0 kPa) aus der Messung des Reifen-Rad-Verbundes wird nicht durch das gleichnamige Sensel der Tare-Messung subtrahiert. Der Wert bleibt 0 kPa.

Zur Durchführung der Messung wird der in Kap. 2 vorgestellte Prüfstand genutzt. Als Prüfobjekt für die Messungen stehen 3 Reifen-Rad-Verbunde zur Verfügung. Diese bestehen aus dem Reifen Michelin Primacy 4 215/50R17 95W und 3 Rädern gleicher Dimension 7J17 ET42 mit unterschiedlichem Design: einem Stahl Standardrad, einem VersaStyle® Rad [9] und einem Aluminium Rad. Das in Bild 7 vorgestellt Messprogramm wird für alle 3 Räder durchgeführt. Während den Messungen wird ein Reifeninnendruck von 245 kPa eingestellt.

Laterale Last [N]	Vertikale Last [N]						
	-6000	-5000	-3000	0	3000	5000	6000
	2743		x	x	x		
	5434	x		x		x	
10919	x		x	x	x		x

Bild 7: Messmatrix für die belasteten Druckverteilungsmessungen in der Reifen- Felgen-Schnittstelle

4. Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Messungen der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle im unbelasteten Fall für verschiedene Drücke und im belasteten Fall für die Variationen von Vertikal- und Laterallast sowie des Raddesigns vorgestellt. Zudem werden die Winkel der Länge der Kontaktfläche für die für diese Arbeit relevanten Vertikallasten vorgestellt, vgl.

Tabelle 1. Es werden die relevanten Messungen des in Kap. 3 vorgestellten Messprogramms inkludiert.

In Bild 8 sind die Druckverteilungen auf der Felgenkontur des unbelasteten VersaStyle® Rades exemplarisch für 0 bar, 2 bar und 4 bar dargestellt. Die Ergebnisse der beiden anderen Reifen-Rad-Verbunde zeigen qualitativ vergleichbare Ergebnisse. Es ist zu erkennen, dass bereits bei 0 bar relativen Reifeninnendruckes ein sehr hoher Druck auf der Felgenschulter herrscht. Es wird ein Maximaldruck von 5748 kPa an der äußeren Felgenschulter und von 5589 kPa an der inneren erreicht. Der gemittelte Druck auf der äußeren Felgenschulter beträgt 3406 kPa und der inneren 3255 kPa.

Tabelle 1: Winkel der Länge der Kontaktfläche

Vertical Load [N]	2744	5434	10919
Contact patch angle [°]	17.31	26.47	45.19

Der Druck auf das innere und äußere Felgenhorn ist vernachlässigbar klein. Wird der Reifen-innendruck erhöht, erhöht sich der Druck auf die Felgenschulter, vgl. Bild 8.

Die Ergebnisse der resultierenden Knotenkräfte in radialer und lateraler Richtung für die drei Räder sind in Bild 9 dargestellt. Zudem sind diese in Bild 8 qualitativ für das VersaStyle® Rad eingezeichnet. Für die innere und äußere laterale Knotenkraft zeigt sich ein linearer Anstieg beim Erhöhen des Druckes von 0 kPa auf 400 kPa, vgl. Bild 9 unten. Die Steigung der Verläufe ist unabhängig von dem Design der untersuchten Räder im Reifen-Rad-Verbund. Die lateralen

Knotenkräfte greifen am Felgenhorn an und verursachen somit Spannungen im Rad, vgl. Bild 8.

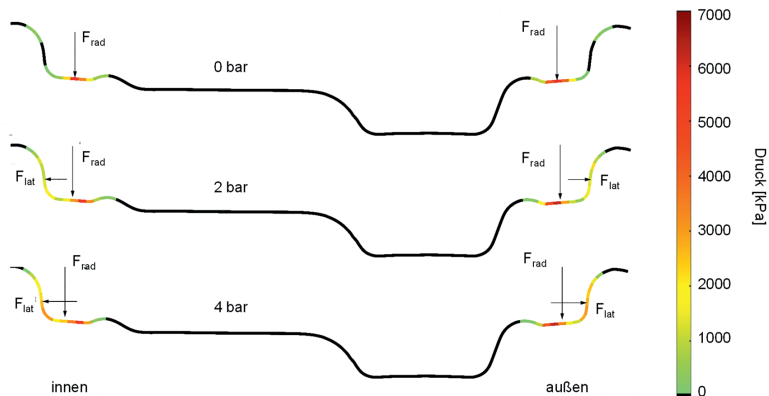


Bild 8: Querschnittsdarstellung der Druckverteilung des unbelasteten VersaStyle® Rades für drei relative Reifeninnendrucke

Für die resultierenden radialen Knotenkräfte der inneren und äußeren Reifen-Felgen-Schnittstelle zeigt sich ein linearer Anstieg beim Erhöhen des Druckes von 0 kPa auf 400 kPa, vgl. Bild 9 oben. Die Steigungen der Verläufe der drei untersuchten Räder im Reifen-Rad-Verbund unterscheiden sich. Der Anstieg der resultierenden radialen Knotenkräfte ist jedoch geringer als der der resultierenden lateralen Knotenkräfte, was sich mit den Erkenntnissen aus der Literatur deckt, da der radiale Anteil, welcher auf die Felgenschulter wirkt, geringer ist als der Anteil in lateraler Richtung, welche am Felgenhorn angreift, vgl. Kap. 2. Zudem liegt der Startwert der radialen Knotenkräfte für die jeweiligen Räder zwischen 150 und 250 N, was sich aus der Vorspannung des Reifenwulstes ergibt. Die radialen Kräfte greifen an der Felgenschulter an und verursachen somit Spannung im Rad.

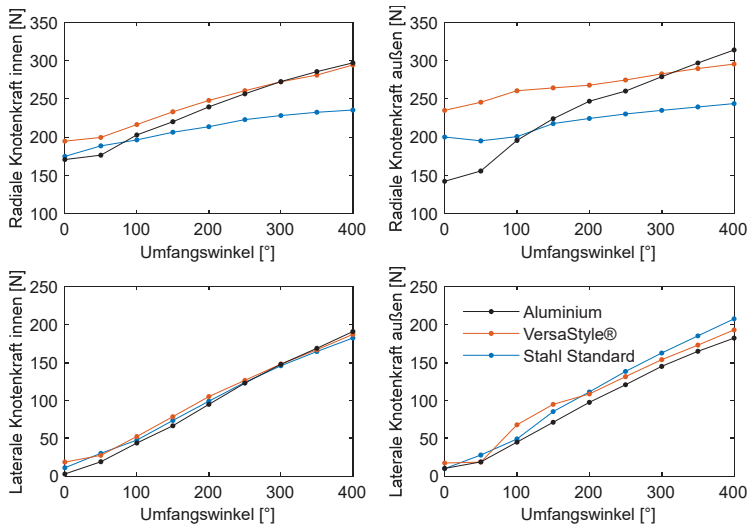


Bild 9: Lateraler und radialer Kraftanteil aus den Druckwerten der Reifenkontur

In den nachfolgenden Diagrammen werden unter anderem negative Drücke und Knotenkräfte aufgeführt. Diese resultieren daher, dass die durch Vorspannung der resultierenden Drücke und Knotenkräfte aus Reifenwulst und Reifeninnendruck durch die Tare-Messungen den Druckmessungen abgezogen werden, vgl. Kap. 3. Ein negativer Druck und negative Knotenkraft ist damit so zu interpretieren, dass die Vorspannung durch Reifenwulst und Reifendruck reduziert werden. Hieraus resultieren wechselnde Bauteilspannungen.

In Bild 10 ist die Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle bei Variation der Vertikalast für das VersaStyle® Rad dargestellt. Es ist eine Belastung auf dem Felgenhorn zu erkennen, wobei ein höherer Druck auf dem äußeren Felgenhorn herrscht. In Bild 11 sind die resultierenden Knotenkräfte aus den Informationen der Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle über den Radumfangswinkel aufgetragen. Im oberen Teil der Abbildung sind die wirkenden radialen Knotenkräfte für die äußere (Bild 10 rechts) und innere Reifen-Felgen-Schnittstelle (Bild 10 links) aufgetragen. Zwischen dem Radumfangswinkel von ca. $\pm 50^\circ$ wirken positive radiale Knotenkräfte in der äußeren und inneren Reifen-Felgen-Schnittstelle, welche mit Anstieg der vertikalen Belastung bis zu einem Maximum bei 0° des Radumfangswinkels zunehmen. Es wirkt eine zusätzliche Belastung zu der durch Reifeninnendruck und Wulstkerntension des Reifens aufgebracht Belastung auf diesen Bereich. Außerhalb des Bereiches des Radumfangswinkels von ca. $\pm 50^\circ$ findet eine Entlastung der Vorspannung durch

Reifeninnendruck und Wulstkernspannung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle statt. Es wirken folglich negative radiale Knotenkräfte, s.o.. Es zeigen sich größere resultierende radiale Knotenkräfte für die äußere Reifen-Felgen-Schnittstelle im Bereich des Radumfangswinkels von ca. $\pm 50^\circ$ im Vergleich zur inneren. Zudem liegt ein Unterschied zwischen den Verläufen der radialen Knotenkräfte in der äußeren und inneren Reifen-Felgen-Schnittstelle für Radumfangswinkel von ca. $\pm 50^\circ$ vor. Für die innere Reifen-Felgen-Schnittstelle sinken die radialen Knotenkräfte näherungsweise linear im Bereich außerhalb des Radumfangswinkels von $\pm 50^\circ$, wohingegen für die äußere Reifen-Felgen-Schnittstelle die radialen Knotenkräfte zunächst auf ein Minimum bei $\pm 120^\circ$ des Radumfangswinkels sinken und anschließend wieder ansteigen. Im unteren Teil des Bild 11 sind die lateralen Anteile der resultierenden Knotenkräfte für die Variation der Vertikallast aufgetragen.

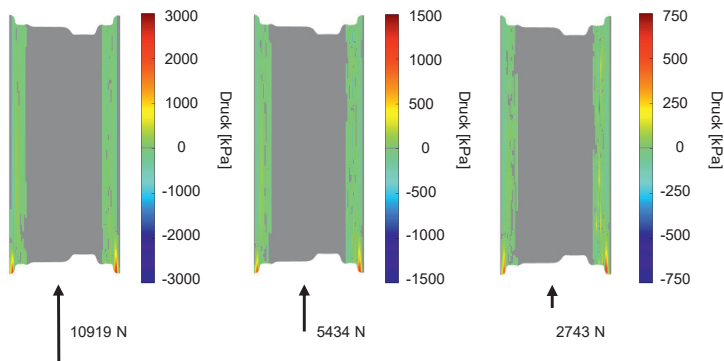


Bild 10: Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle bei Variation der Vertikallast für das VersaStyle® Rad

Es zeigen sich positive laterale Knotenkräfte im Bereich zwischen ca. $\pm 50^\circ$ des Radumfangswinkels ähnlich wie bei den radial wirkenden resultierenden Knotenkräften für alle Vertikallasten. Außerhalb des Bereichs von $\pm 50^\circ$ des Radumfangswinkels betragen die lateral wirkenden Knotenkräfte um 0 N. Zudem zeigen die Verläufe eine größere Belastung der äußeren Reifen-Felgen-Schnittstelle, wobei die lateralen resultierenden Knotenkräfte entgegengesetzt gerichtet sind. Wird der erwähnte Radumfangswinkel von ca. $\pm 50^\circ$ in Relation zu Tabelle 1 gesetzt, zeigt sich, dass der Bereich, in dem der Kraftanstieg in der Reifen-Felgen-Schnittstelle am größten ist, nicht abhängig vom Winkel der Länge der Kontaktfläche ist: Für die drei gemessenen Radlasten ergibt sich ein konstanter Lastwinkel von 50° , wohingegen,

der aus Gleichung (3) für Gleichung (2) errechnete Lastwinkel, bei erhöhen der Radlast zunimmt, vgl.

Tabelle 1.

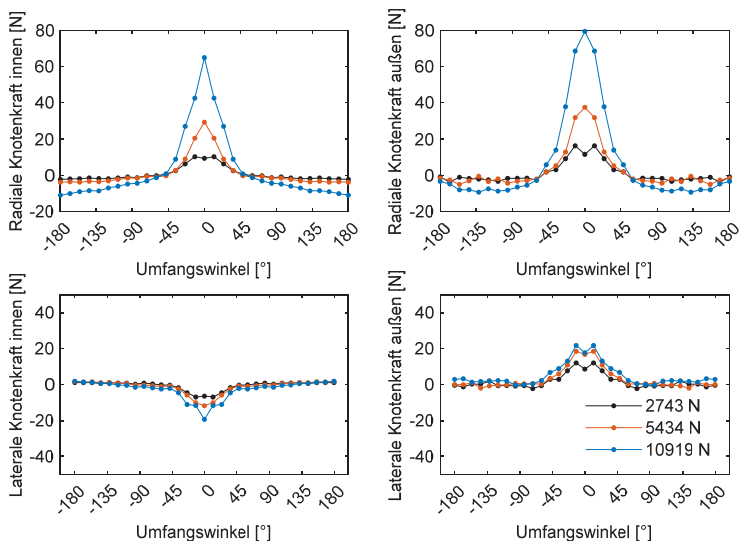


Bild 11: Laterale und radiale Knotenkraft in der Reifen-Felgen-Schnittstelle bei Variation der Vertikallast für das VersaStyle® Rad

In Bild 12 sind die Ergebnisse der Druckverteilungsmessung unter einer konstanten Vertikallast von 10919 N und Variation der lateralen Belastung aufgetragen. Es zeigt sich eine zusätzliche Belastung auf dem in Krafrichtung befindlichen Felgenhorn. Das der Krafrichtung entgegengesetzte Felgenhorn wird hingegen entlastet. Die Vorspannung, welche durch den Reifeninnendruck aufgebaut wird, wird reduziert. Sie wird zum Teil soweit minimiert, dass der Reifeninnendruck aufgebaut wird, wird reduziert. Sie wird zum Teil soweit minimiert, dass der Reifen Kontakt zum Felgenhorn verliert. Aus den Druckinformationen in Bild 12 sind die resultierenden Knotenkräfte in radialer Richtung oben im Bild 13 dargestellt. Es zeigt sich eine Kraftverschiebung der radial wirkenden Knotenkraft auf die in Krafrichtung der lateralen Belastung liegende Reifen-Felgen-Schnittstelle. Diese Verschiebung erhöht sich mit Zunahme der lateralen Knotenkraft.

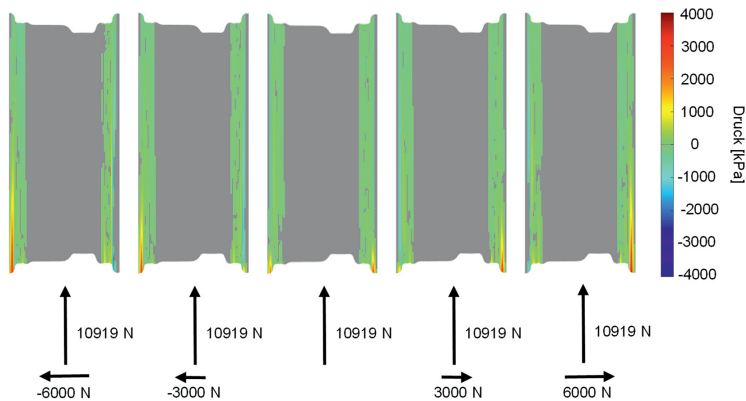


Bild 12: Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle bei Variation der Laterallast und konstanter Vertikallast für das VersaStyle® Rad

Es wirken positive radiale Knotenkräfte in einem Winkel zwischen ca. $\pm 90^\circ$ für die in Lateralkrafttrichtung liegende Reifen-Felgen-Schnittstelle. Außerhalb dieses Bereiches zeigt sich eine Reduktion der Vorspannkraft durch Reifeninnendruck und Reifenwulst. Folglich wirkt in diesem Bereich eine resultierende negative radiale Knotenkraft, s.o..

Die der Lateralkrafttrichtung entgegengesetzte Reifen-Felgen-Schnittstelle erfährt eine Reduktion der radialen Knotenkraft. In einem Winkel zwischen $\pm 30^\circ$ wird eine positive radiale Knotenkraft festgestellt. Außerhalb dieses Bereiches ist diese negativ. Die resultierenden lateralen Knotenkräfte durch die Druckverteilung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle unter lateraler Belastung sind im Bild 13 unten aufgetragen. Es zeigen sich dem Vorzeichen der äußeren angreifenden lateralen Kraft entsprechende laterale Knotenkräfte. Das betragsliche Maximum der lateralen Knotenkraft liegt dabei außerhalb des Bereiches des Aufstandspunktes des Reifen-Rad-Verbundes. Lediglich bei einer hohen Last von ± 6000 N zeigt sich in der Reifen-Felgen-Schnittstelle ein betragsliches Maximum der lateralen Kraft im Bereich des Radaufstandspunktes.

In Bild 14 sind die resultierenden radialen und lateralen Knotenkräfte der Druckverteilungsmessung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle bei Variation des Raddesigns und konstanter Vertikallast von 10919 N dargestellt. Für die radialen Knotenkräfte der inneren Reifen-Felgen-Schnittstelle ergeben sich keine signifikanten Unterschiede zwischen den Raddesigns, vgl. Bild 14 links.

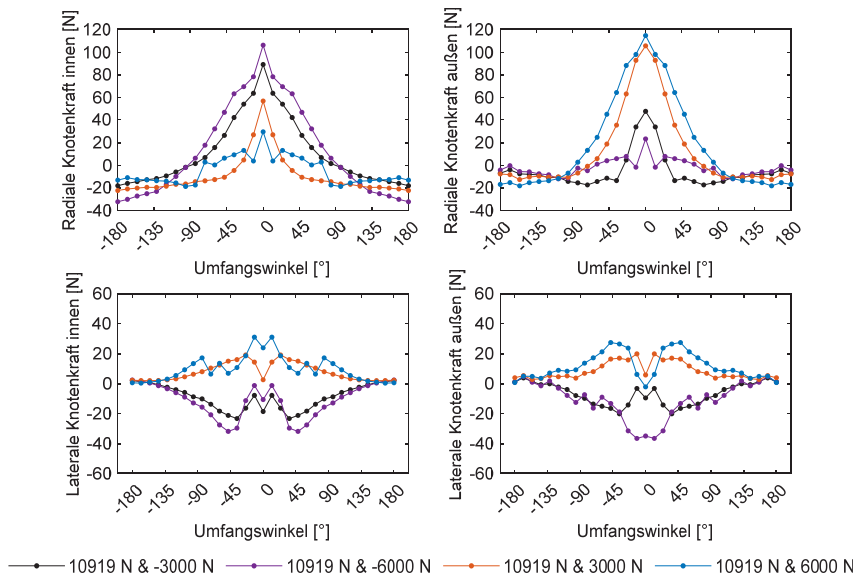


Bild 13: Laterale und radiale Knotenkraft in der Reifen-Felgen-Schnittstelle bei Variation der Laterallast und konstanter Vertikallast für das VersaStyle® Rad

Im äußeren Bereich der Reifen-Felgen-Schnittstelle ist der qualitative Verlauf zwischen den unterschiedlichen Rädern vergleichbar. Das Maximum des Aluminium Rades liegt jedoch unter den Maxima die beiden anderen Räder. Die lateral wirkenden Knotenkräfte bei Variation der Räder unter konstanter Vertikallast von 10919 N weisen keine signifikanten Unterschiede im Bereich des Radumfangswinkels größer als ca. $\pm 50^\circ$ auf. Innerhalb dieses Bereiches ergeben sich zwar zwischen dem VersaStyle® und dem Stahl Standard Rad qualitative keine signifikanten Unterschiede, aber das Maximum für den äußeren und inneren Bereich der Reifen-Felgen-Schnittstelle des VersaStyle® Rades liegt geringfügig über dem des Stahl Standard Rades. Für das Aluminium Rad liegt für die innere Reifen-Felgen-Schnittstelle ein Maximum der lateralen Knotenkräfte bei 0° Radumfangswinkel vor, wohingegen beim VersaStyle® Rad und beim Stahl Standard Rad ein dem Aluminiumrad entgegengesetztes betragliches Maximum vorliegt. In der äußeren Reifen-Felgen-Schnittstelle liegt das Maximum der lateralen Knotenkraft für das Stahl Standard und das VersaStyle® bei ca. $\pm 0^\circ$ Radumfangswinkel. Für das Aluminium Rad ergibt sich ein anderes Bild. Hier liegt das Maximum der lateralen Knotenkraft bei ca. $\pm 25^\circ$.

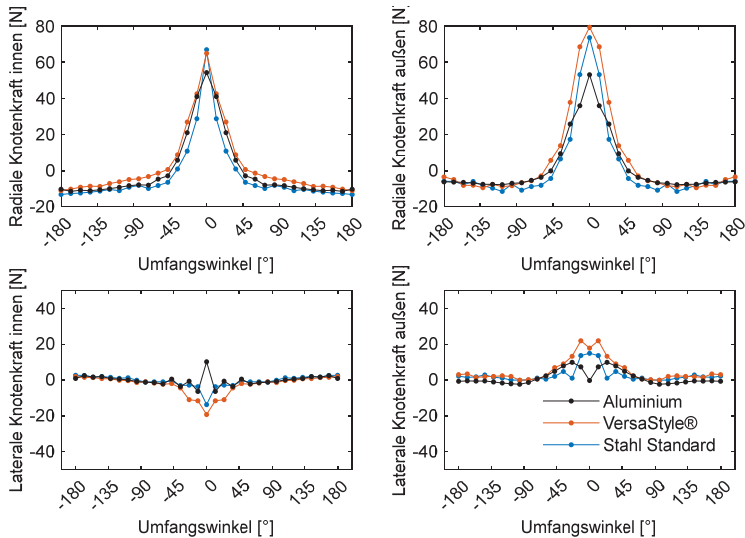


Bild 14: Laterale und radiale Knotenkraft in der Reifen-Felgen-Schnittstelle bei konstanter Vertikallast von 10919 N und Variation der Räder

Die Ergebnisse des Vergleiches zwischen den Rädern unter einer konstanten Vertikallast von 10919 N und konstanten Lateralkraft von +6000 N der resultierenden radialen und lateralen Knotenkräfte der äußeren und inneren Reifen-Felgen-Schnittstelle sind in Bild 15 zu sehen. Qualitativ ergeben sich ähnliche Verläufe der resultierenden radialen und lateralen Knotenkräfte für die innere und äußere Reifen-Felgen-Schnittstelle. Für die radialen Knotenkräfte ergeben sich quantitative Unterschiede in der äußeren Reifen-Felgen-Schnittstelle zwischen $\pm 50^\circ$ für das Aluminium Rad, siehe Bild 15 rechts. Hier liegt ein geringeres Maximum vor. Für die resultierenden lateralen Knotenkräfte liegen sowohl für die innere und äußere Reifen-Felgen-Schnittstelle quantitative Unterschiede vor.

Zusammenfassend lassen sich folgende Aussagen zur Interpretation der Ergebnisse formulieren. Es liegt eine durch die Reifenwulstvorspannung induzierte Spannung an der Felgenschulter an. Diese ist sehr hoch und verursacht Spannungen im Bauteil. Darüber hinaus zeigt sich eine Erhöhung der radialen und lateralen Knotenkräfte beim Erhöhen des Reifeninnendruckes eines unbelasteten Reifen-Rad-Verbundes, wobei die lateralen Knotenkräfte stärker ansteigen. Die aus Reifeninnendruck aufgeprägten Knotenkräfte verursachen Bauteilspannungen.

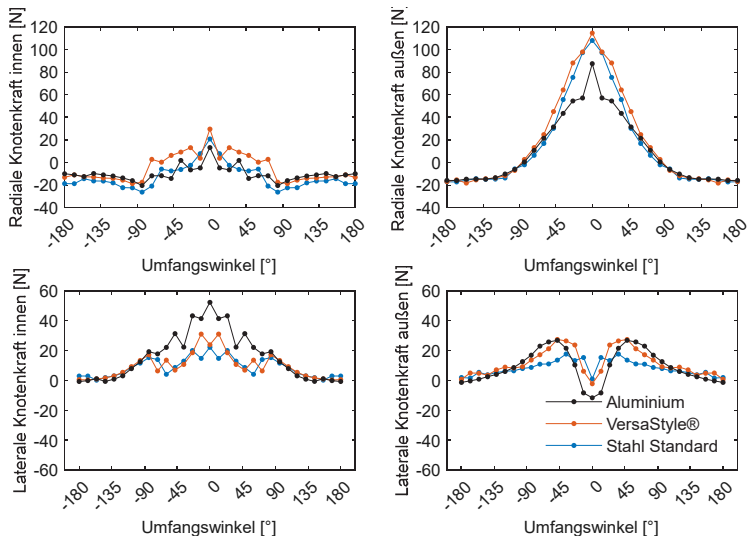


Bild 15: Laterale und radiale Knotenkraft in der Reifen-Felgen-Schnittstelle bei Variation der Räder, einer konstanten Vertikallast von 10919 N und einer konstanten Lateralkraft von 6000 N

Für eine vertikale Belastung ergibt sich eine höhere radiale Belastung für das äußere Felgenhorn. In einem Bereich zwischen $\pm 50^\circ$ lassen sich positive radiale Knotenkräfte feststellen, welche die Reifen-Felgenschnittstelle zusätzlich zu den durch Reifeninnendruck und Reifenwulst aufgebrauchten Spannungen belastet. Außerhalb eines Bereiches zwischen $\pm 50^\circ$ werden die Spannungen im Rad in Folge des Reifeninnendrucks und Reifenwulst durch die radialen Knotenkräfte reduziert. Es ergeben sich laterale Knotenkräfte in einem Bereich zwischen $\pm 50^\circ$ Umfangswinkel, was Spannungen im Bauteil zur Folge hat. Durch radiale und laterale Knotenkräfte in Folge einer vertikalen Belastung ergeben sich so bei einem sich drehenden Reifen-Rad-Verbund Wechselspannungen im Rad.

In Folge einer lateralen Belastung verschieben sich die radialen Knotenkräfte hin zu der der Lateralkraft zugewandten Reifen-Felgen-Schnittstelle. Hierdurch treten auf einer Seite zusätzliche Bauteilspannungen durch radiale Knotenkräfte auf. Zudem erhöht sich der Bereich um den Umfangswinkel des Rades, in dem positive radiale Knotenkräfte wirken. Für die lateralen Knotenkräfte in Folge lateraler Belastung ergeben sich der Lateralkraftrichtung entsprechende

laterale Knotenkräften in der Reifen-Felgen-Schnittstelle. Hier wird die Belastung der der Lateralkraft zugewandten Reifen-Felgen-Schnittstelle zusätzlich zur Belastung durch Reifeninnendruck erhöht, und der entgegengesetzten Seite reduziert. Durch eine zur Vertikallast lateral aufgebracht Last auf den Reifen-Rad-Verbund ändert sich somit der Belastungszustand in der Reifen-Felgen-Schnittstelle im Vergleich zu einer rein vertikalen Belastung. Dieser wird zunehmend komplexer und hat Wechsellasten im Bauteil zur Folge.

Ein Vergleich unterschiedlicher Räder, welche sich im Design unterscheiden hat gezeigt, dass Unterschiede vorliegen, deren Ursache es zu untersuchen gilt.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Veröffentlichung wurde eine Messmethodik vorgestellt, um die Druckverteilung bzw. den Kraftfluss in der Reifen-Felgen-Schnittstelle für statische Belastungen zu ermitteln.

Im Anschluss wurden zunächst Ergebnisse der Druckverteilungsmessung in der Reifen-Felgen-Schnittstelle im unbelasteten Zustand mit Variation des Reifeninnendruck und Variation der Räder im Reifen-Rad-Verbund durchgeführt. Es zeigte sich eine Belastung durch Vorspannung der Reifenwulst in der Felgenschulter im drucklosen Zustand, wobei am Felgenhorn keine Belastung auftrat. Mit Erhöhen des Reifeninnendruck ergab sich ein zunehmender Anstieg der lateralen und radialen Knotenkräfte in der inneren und äußeren Reifen-Felgen-Schnittstelle, wobei die lateralen Knotenkräfte stärker zunahm.

Im Anschluss wurden die Ergebnisse von statischen Messungen an nicht-rollenden Reifen-Rad-Verbunden, die mit Hilfe des Steifigkeitsreifenprüfstandes des ika durchgeführt wurden, vorgestellt. Es zeigte sich eine höhere Belastung der äußeren Reifen-Felgen-Schnittstelle bei vertikaler Belastung, wobei die Kraft hauptsächlich im Bereich des Umfangswinkels von $\pm 50^\circ$ für alle Radlastvariationen übertragen wurde. Es zeigte sich somit keine Abhängigkeit des Lastwinkels vom Latschwinkel.

Die Ergebnisse von Messungen bei Variation der wirkenden Lateralkraft auf den Reifen-Rad-Verbund zeigten eine Verschiebung der radialen Knotenkräfte hin zur in laterale Krafttrichtung zeigenden Reifen-Felgen-Schnittstelle. Laterale Knotenkräfte werden hierbei sowohl in der äußeren als auch inneren Reifen-Felgen-Schnittstelle übertragen. Es zeigten sich darüber hinaus Unterschiede zwischen den verschiedenen Raddesigns, welche weiter zu untersuchen sind.

Weiterführende Untersuchungen können darauf abzielen, die Ursachen für die Unterschiede in den Messergebnissen für die unterschiedlichen Raddesigns zu ergründen. Des Weiteren können die ermittelten Knotenkräfte dazu genutzt werden, ein empirisches Modell für die radialen und lateralen Knotenkräfte zu ermitteln, welches eine bessere Güte liefern könnte als der

bisherige Ansatz der Cosinus-Funktion. Hierfür wären weitere Messungen erforderlich, um die Validität des Ansatzes zu gewährleisten.

6. Literaturverzeichnis

- [1] Kermelk, W. [Hayes Lemmerz]: Fahrzeugräder – Aufbau, Konstruktion und Testverfahren. Moderne Industrie, Die Bibliothek der Technik – Bd. 192, Landsberg/Lech, 1999
- [2] Walter, J. D., Kiminecz, R. K.: Bead Contact Pressure Measurements at the Tire Rim Interface. SAE Paper 750458, Society of Automotive Engineers, Detroit, (1975)
- [3] Stearns, J. D., Kiminecz, R. K.: An Investigation of Stress and Displacement Distribution in a Aluminium Alloy Automobile Rim. Dissertation at the University of Akron, Akron, (2000)
- [4] Stearns, J. D., Srivatsan T.S., Prakash, A., Lam P.C.: Modeling the mechanical response of an aluminium alloy automotive rim. Materials Science & Engineering, Akron, (2003)
- [5] Guiggiani, M.: The Science of Vehicle Dynamics. Springer Science+Business Media, Dordrecht, (2014)
- [6] Xiaofei, W., Yingchun S., Xiandong L., Tian, H., Jieong W.: Tire-rim interface pressure of a commercial vehicle wheel und radial loads: theory and experiment. Measurement Science & Technology. Paper 28 115008, (2014)
- [7] Ballo, F., Prevati G., Gobbi M., Mastinu, G.: Tire-rim interaction, a semi-analytical tire model. Journal of Mechanical Design. Paper MD-17-1586, (2018)
- [8] Ballo, F., Gobbi M., Mastinu, G., Prevati G.: Motorcycle Tire Modeling for the study of Tire-Rim Intereaction. Journal of Mechanical Design. Paper MD-15-1472, (2016)
- [9] Hayes Lemmerz Holding GmbH: Fahrzeugrad für Personenkraftwagen - DE 20 2012 104 260 U1. Deutsches Patent-und Markenamt, (2014)

Hardware-in-the-Loop-Simulation mit erweiterten physikalischen Reifenmodellen zur virtuellen Erprobung von Steuergeräten

Dr. Sami Bilgic Istoc,

IPG Automotive GmbH, Frankfurt am Main;

Dr. Manfred Bäcker, Francesco Calabrese, Axel Gallrein,

Christoph Burkhart,

Fraunhofer-Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik ITWM, Kaiserslautern;

Lorenz Hagemann, IPG Automotive GmbH, Karlsruhe

Kurzfassung

Die Hardware-in-the-Loop-(HIL-)Simulation ist seit vielen Jahren fester Bestandteil der automobilen Steuergeräteentwicklung. Da reale Steuergeräte getestet werden, ist die garantierte Echtzeitfähigkeit der Simulationsumgebung eine Voraussetzung zur HIL-Simulation. Aus diesem Grund wurden bisher vorrangig einfache empirische Reifenmodelle in der HIL-Simulation eingesetzt, etwa auf Basis des Magic Formula-Modells von PACEJKA. Diese einfachen Modelle weisen zwar besonders kurze Rechenzeiten auf, stoßen aber sowohl in bestimmten fahrdynamischen Situationen als auch bei der Anwendung auf bestimmte Reifentypen an ihre Grenzen. In diesem Beitrag wird daher der Einsatz des echtzeitfähigen physikalischen Reifenmodells CDTire/Realtime im Verbund mit der offenen Integrations- und Testplattform CarMaker auf einem HIL-System zum Test eines Bremsensteuergeräts gezeigt. Dies ermöglicht die Simulation mehrerer Anwendungsfälle bestimmter fahrdynamischer Situationen auf dem HIL-Prüfstand. Der erste gezeigte Anwendungsfall ist eine ABS-geregelte Bremsung auf unebener Fahrbahn. Hierbei wird der gesamte Reifen in Schwingung versetzt, wobei die Umfangsschwingungen des Gürtels bei einfachen Modellen nicht berücksichtigt werden. Die Auswirkungen dieser Schwingungen auf die Simulationsergebnisse werden diskutiert. Ein weiterer möglicher Anwendungsfall ist der plötzliche Druckverlust eines Reifens und der daraus resultierende ESC-Regeleingriff. Diese Anwendung ist gänzlich neu in der HIL-Erprobung von ESC-Steuergeräten, da der Druckverlust mit einfachen Reifenmodellen bisher nicht abgebildet werden konnte.

Die gezeigten Anwendungen ermöglichen in Zukunft weiterhin die Erprobung von Steuergeräten im HIL-Verbund mit Reifentypen, die bisher nur unzureichend durch einfache Reifenmodelle simuliert werden konnten. Als Beispiel seien hier Traktorreifen genannt, deren komplexes

Schwingungsverhalten einen erheblichen Einfluss auf die Fahrdynamik hat. Ähnliche Reifentypen finden sich außerdem bei zahlreichen weiteren Off-Highway-Fahrzeugen wieder. Die Verwendung digitaler Zwillinge, sogenannter virtueller Prototypen, wird mit den in diesem Beitrag gezeigten Ergebnissen auch für diese Anwendungsfälle durchgängig im gesamten Entwicklungsprozess möglich.

Abstract

Hardware-in-the-loop (HIL) simulation has been an integral part of automotive control unit development for many years. Due to the fact that real controllers are tested, the guaranteed real-time capability of the simulation environment represents a prerequisite for HIL simulation. For this reason, mainly basic, empirical tire models are used in HIL simulation so far, for example based on the Magic Formula of PACEJKA. Although those basic models deliver particularly short computing times, they reach their limits both in certain vehicle dynamics situations and with specific types of tires.

This article therefore illustrates the use of the real-time capable physical tire model CDTire/Realtime combined with the open integration and test platform CarMaker on a HIL system to test a brake controller. With this approach, the simulation of several use cases modeling specific vehicle dynamics situations on the HIL test bench becomes possible. The first use case presented is ABS controlled braking on an uneven road. The entire tire is subjected to vibration, although the circumferential vibrations of the belt are not taken into account with basic models. The impacts of these vibrations on the simulation results are discussed. Another possible use case is the sudden loss of pressure in a tire and the resulting ESC control intervention. This application is entirely new in HIL testing of ESC control units, since the loss of pressure could not be modeled with basic tire models until now.

In the future, the applications shown will continue to enable testing of controllers in the HIL network with tires that previously could only be simulated to a limited extend with basic tire models. One example are tractor tires, whose complex vibration behavior has a significant impact on vehicle dynamics. Similar tires are used on numerous other off-highway vehicles as well. With the results presented in this paper, the use of digital twins, so-called virtual prototypes, is also possible for these use cases throughout the entire development process.

1. Motivation

Im Automotive-Bereich ist die Hardware-in-the-Loop-Simulation (HIL-Simulation) aus der Steuergeräteentwicklung nicht mehr wegzudenken. Seit Jahrzehnten ist sie fester Bestandteil des gesamten Entwicklungsprozesses. Echtzeitfähige Mehrkörper-Fahrzeugmodelle werden

dabei auf einem speziellen Echtzeitcomputer simuliert, an den das reale Steuergerät beispielsweise über den CAN-Bus angeschlossen ist. In der Software wird zur Kommunikation zwischen dem Steuergerät und dem virtuellen Fahrzeug zusätzlich eine Restbus-Simulation durchgeführt. Dieser etablierte Ansatz ist als modellbasiertes Testen bekannt. Speziell für Steuergeräte wie Electronic Stability Control (ESC), die die Fahrzeugstabilität regeln, sind besondere Anforderungen an die Simulationsgeschwindigkeit gegeben – die sogenannte harte Echtzeitanforderung. Durch sie wird sichergestellt, dass ein Simulationszeitschritt nicht länger berechnet wird, als Simulationszeit vergeht. In der Vergangenheit wurden daher meistens zur ESC-HIL-Simulation einfache Reifenmodelle eingesetzt, die besonders schnell berechnet werden konnten. Ein Beispiel hierfür sind die Magic-Formula-Reifenmodelle von PACEJKA, die auf einem empirischen Ansatz durch Abbildung der μ -Schlupf-Kurve basieren [1].

Diese einfachen Modelle sind für die meisten Anwendungen im ESC-Test geeignet. Allerdings gibt es besondere Situationen, in denen sie aufgrund ihrer Modelleigenschaften keine validen Ergebnisse liefern – etwa eine Bremsung auf unebener Fahrbahn oder ein Druckverlust in einem Reifen. In diesem Beitrag werden solche Situationen gezielt herbeigeführt. Neben diesen Anwendungen für ESC-Steuergeräte existieren zahlreiche weitere Echtzeitanwendungen wie der Test von Steuergeräten für Parkfunktionen bei niedrigen Geschwindigkeiten, beim Überfahren von Bordsteinen oder Fahrbahnschwellen. Eine weitere Anwendung ist der Einsatz im Fahrsimulator, bei dem empirische Reifenmodelle die Validität der Simulationsergebnisse beschränken. Außerhalb der Pkw-Anwendungen sind die Anforderungen an die Reifenmodelle nochmals deutlich höher, etwa bei Land- und Baumaschinen wie Traktoren. Diese verfügen oftmals über starr aufgehängte große Räder, bei denen der Reifen mit seiner dreidimensionalen Schwingungscharakteristik einen erheblichen Einfluss auf die Fahrdynamik ausübt. HIL-Steuergerätestests für entsprechende Fahrzeuge liefern bei Verwendung empirischer Reifenmodelle meist nur eingeschränkt gültige Ergebnisse, sofern es sich um Steuergeräte handelt, die die Fahrzeugstabilität regeln.

In diesem Beitrag werden daher ESC-Steuergerätestests auf dem HIL-Prüfstand gezeigt und dabei Situationen simuliert, in denen empirische Reifenmodelle an ihre Grenzen gelangen. Zum Vergleich werden Ergebnisse unter Verwendung des physikalischen Reifenmodells CDTire/Realtime auf dem HIL-Prüfstand gezeigt und diskutiert.

2. Reifenmodell CDTire

CDTire besteht als Softwaretool aus einer Familie von physikalischen Reifenmodellen mit unterschiedlicher Modellierung von Gürtel, Seitenwand und Lauffläche, um für verschiedene Anwendungen eine optimale Mischung aus Genauigkeit und rechnerischem Aufwand anzubieten. Innerhalb dieser Modellfamilie repräsentiert CDTire/3D das standardmäßige hochgenaue physikalische Reifenmodell. Daraus wird – unter Nutzung von CDTire/PI – ein CDTire/Realtime Modell abgeleitet, welches für harte Echtzeitanwendungen und Hardware in the Loop (HIL)-Simulationen eingesetzt werden kann (Abbildung 1). In den nächsten beiden Abschnitten werden CDTire/3D und CDTire/Realtime im Detail erläutert.

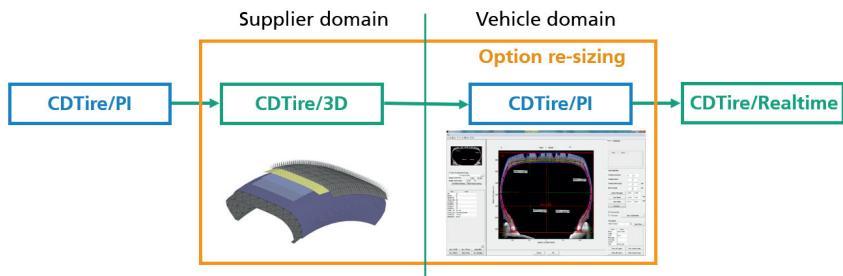


Bild 1: CDTire Tool Chain: Von CDTire/3D zu CDTire/Realtime

2.1 CDTire/3D

Am Fraunhofer ITWM wurde das Reifenstrukturmodell CDTire/3D entwickelt [7]. Es wird in der Fahrzeugindustrie für Komfort-, Lebensdauer- und fortschrittliche Fahrdynamik-Szenarien (Handling) eingesetzt. Das Modell basiert auf einer räumlichen Finite-Differenzen-Formulierung (FD) des Reifens, der aus unterschiedlichen Schalenelementen modelliert wird (Abbildung 2). Die funktionalen Lagen des Reifens wie die Karkassen, die Gürtellagen und Bandagen werden bei der Generierung des Reifenmodells in diese Schaleneigenschaften akkumuliert. Die Eigenschaften dieser Lagen sind durch die Materialparameter und die Geometrie mittels Parametrierung einstellbar und zugänglich. Die Modellierung der einzelnen Lagen umfasst zudem eine nicht lineare Komponente innerhalb der elastischen Materialbeschreibung der faserverstärkten Lagen. Diese ist aufgrund eines unterschiedlichen Verhaltens bei Zug und Druck notwendig. Der dissipative Teil der Materialbeschreibung kombiniert viskos-elastische Eigenschaften und berücksichtigt innere Reibung. Die Lauffläche des Reifens wird als bürsenartiger Kontakt formuliert. Durch diese Art der Modellierung können Stick-Slip-Effekte im Reifen gut abgebildet werden. Das Modell zeichnet sich durch eine strikte Trennung zwischen

Material- und Geometrieigenschaften aus. Durch die geometrische Formulierung des Materialverhaltens sind zudem große Deformationen abbildbar. Der Luftdruck wird auf den Innerlinen des Reifens aufgebracht.

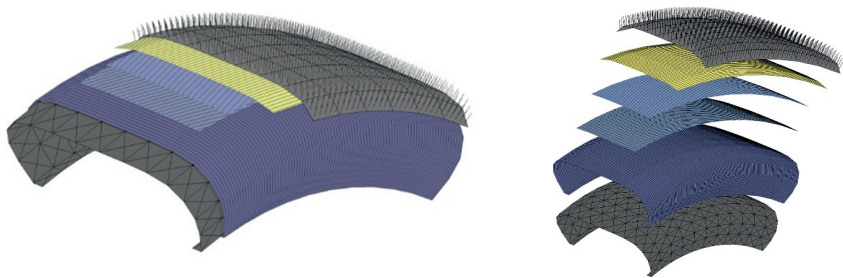


Bild 2: CDTire/3D: Konzept der funktionalen Lagen

2.2 CDTire/Realtime

Bei dem aus CDTire/3D abgeleiteten Modell CDTire/Realtime wird der Gürtel als flexibler Balken modelliert. Wie bei CDTire/3D werden die strukturellen Eigenschaften der unterschiedlichen Lagen zu globalen Biege- und Deformationseigenschaften zusammengefasst (Steifigkeit, Dämpfung). Die Seitenwand ist über diskrete Kraftelemente (Steifigkeiten und Dämpfungen) ohne innere Freiheitsgrade modelliert. Das Modell verfügt genau wie CDTire/3D über eine bürstenartige Kontaktformulierung. Das Modell einer Borste ist lokal sogar identisch. Auch die bereits erwähnten Stick-Slip-Effekte können lokal in den Bereichen der Kontaktzone erfasst werden.

Die Offline-Version dieses Reifenmodells wird seit vielen Jahren in Komfort- und Lebensdauernanwendungen eingesetzt. In den vergangenen Jahren wurde das Modell verbessert und auch für komplexe Fahrdynamik-Anwendungen qualifiziert, dabei kommt die Simulationsgüte der des Muttermodells CDTire/3D sehr nahe. Allerdings verfügt das Echtzeitmodell CDTire/Realtime nicht über dieselben Vorhersagefähigkeiten in Bezug auf Innendruckänderungen oder Größenänderungen von Reifen und Felgen wie CDTire/3D.

Für die Anwendung innerhalb harter Echtzeitanwendungen wurde ein dezidiert impliziter Solver vom Typ "NEWMARK" entwickelt und implementiert. Die Lösung erfolgt – wie bei impliziten Solvern üblich – über die Verwendung einer Jacobi-Matrix in Kombination mit dem Newton-Verfahren. Der größte Rechenaufwand bei einem solchen Schema liegt in der Generierung der Jacobi-Matrix und in der linearen Algebra, die mit der Lösung des linearen Problems bei jeder Iteration verbunden ist.

Um dies zu vermeiden, hat das Fraunhofer ITWM eine spezielle Methode zur Aufstellung des Projektors für die Newton-Iteration entwickelt, die sehr gut an die Physik der Gleichung angepasst ist. Diese Weiterentwicklung ermöglicht es, die Newton-Iteration immens zu beschleunigen und eine harte Echtzeit-Rechenleistung zu garantieren.

3. CarMaker

Der virtuelle Fahrversuch auf Basis der offenen Integrations- und Testplattform CarMaker ermöglicht es, systematische Tests auf Gesamtfahrzeugebene in einer sicheren, deterministischen und hochgradig reproduzierbaren Umgebung durchzuführen und verlässliche sowie belastbare Ergebnisse zu erzielen. Dabei werden virtuelle Prototypen verwendet, die ein virtuelles Abbild eines realen Fahrzeugprototypen darstellen. Sie verfügen über Modelle aller (Sub-)Komponenten des realen Fahrzeugs.

Durch die vollständige Parametrierung wird die Simulation aller Einflüsse der Fahrzeugsysteme untereinander ermöglicht und das Fahrverhalten des realen Fahrzeugs präzise in der virtuellen Welt abgebildet – inklusive Straße, Straßeninfrastruktur, Verkehrsteilnehmer etc. So ermöglicht die offene Integrations- und Testplattform eine flexible und effiziente Entwicklung über den gesamten Entwicklungsprozess (MIL, SIL, HIL) hinweg.

4. Die Bedeutung erweiterter Reifenmodellierung für ABS-Bremssimulationen

Die Kernaufgabe eines Antiblockiersystems (ABS) ist, den Längsschlupf nahe am Maximum der Schlupfkraftkennlinie zu halten, um für eine optimale Bremsperformance zu sorgen. Um dieses Maximum zu erreichen, wird der Druck im Bremszylinder der Bremsanlage durch das ABS-System moduliert (Abbildung 3). Es kommt zu einer raschen Änderung des Bremsdrucks.

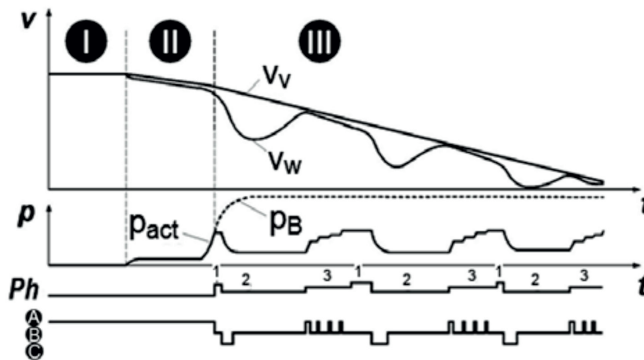


Bild 3: Bremsvorgang mit ABS nach [2] wobei t = Zeit, v = Geschwindigkeit, p = Bremsdruck, v_v = Fahrzeuggeschwindigkeit v_w = tangentielle Reifengeschwindigkeit, p_{act} = Betätigungsdruck

Es ist wichtig zu verstehen, dass die schnelle Modulation des Drucks im Bremszylinder in einer pulsierenden Kraft an der Bremsscheibe resultiert, die ebenfalls den Reifen anregt. Der Reifen wird zu charakteristischen Längsschwingungen des Rades bei gleichzeitigen Drehschwingungen angeregt. Die Qualität der Schlupfabstimmung – und folglich die Qualität der ABS-Leistung – wird durch diese Vibrationen negativ beeinflusst, weil das ABS-System die Felgenreisengeschwindigkeit als Messgröße für die Überwachung des Längsschlupfes verwendet. Außerdem können die Reifenvibrationen durch Straßenunebenheiten ausgelöst werden. Es ist weithin bekannt, dass die Leistung des ABS auf sehr unebenen Straßen abnimmt [3,4,5,6].

Im nächsten Abschnitt werden unter Nutzung von CDTire/Realtime die typischen Reifenvibrationen reproduziert, die bei einer typischen Impulsbremsung auftreten.

4.1 Bewertung von CDTire/Realtime-Modell für die ABS-Simulation

In diesem Abschnitt werden die Möglichkeiten von CDTire/Realtime hinsichtlich der korrekten Abbildung eines typischen Bremsvorgangs erörtert.

Der simulativ nachgestellte Bremsvorgang wurde experimentell ausführlich in der Arbeit von ZEGELAAR [3] untersucht. Dort wurden unterschiedliche Reifen auf einem Trommelprüfstand vermessen und ausgewertet. Die Reifen wurden bei diesem Aufbau spindelfixiert untersucht. Sie können frei rollen, sich aber nicht translatorisch bewegen. Innerhalb des Bremsvorgangs wurde dann der Bremsdruck inkrementell über eine Art Treppenfunktion erhöht. Dadurch wird

der Rotationsmode um 30 Hz angeregt. In den folgenden Abbildungen 4-6 werden die innerhalb von [3] veröffentlichten Messungen mit Simulationen mit CDTire/Realtime verglichen. Die Vergleiche haben nur qualitativen Charakter. Weder die verwendeten Reifen, noch die Versuchsdurchführung sind eins zu eins identisch.

Abbildung 4 zeigt einen qualitativen Vergleich zwischen der zeitabhängigen Längskraft der Messung von ZEEGELAR [3] und der Simulation mit CDTire/Realtime. Es ist möglich, das Verhalten des Reifens physikalisch nachzubilden. Die Rotationsmode des Rades wird gut wiedergegeben. Es ist auch festzustellen, dass bei einem Schlupf um den Nullpunkt (Längskraft < 1500 N) die Reaktion des Reifens elastischer und unterdämpft ist, wahrscheinlich, weil sich die Aufstandsfläche größtenteils im Stick-Zustand befindet. Bei größerem Schlupf (Längskraft > 3000 N) ist die dynamische Reaktion des Reifens stärker gedämpft, wahrscheinlich durch die Reibung der Gleitkräfte.

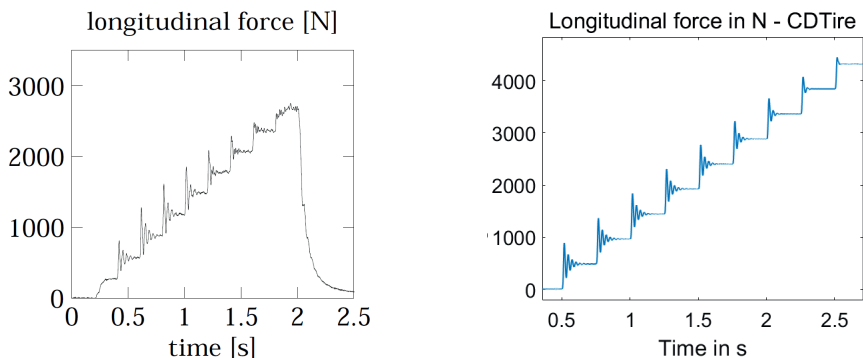


Bild 4: Qualitativer Vergleich der Messung der Längskraft von ZEEGELAR (links) [3] mit den Ergebnissen der Echtzeit-Simulation mit CDTire/Realtime (rechts)

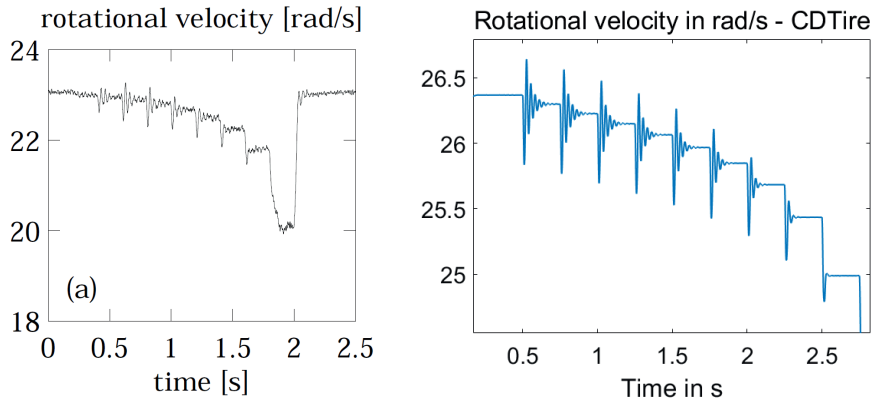


Bild 5: Qualitativer Vergleich der Messung der Rotationsgeschwindigkeit von ZEGELAAR (links) [3] mit den Ergebnissen der Echtzeit-Simulation mit CDTire/Realtime (rechts)

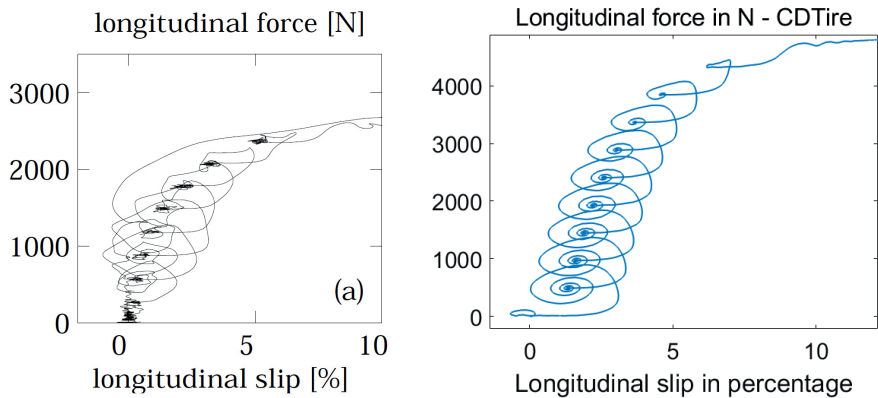


Bild 6: Qualitativer Vergleich der Messung der Längskraft über Längsschlupf von ZEGELAAR (links) [3] mit den Ergebnissen der Echtzeit-Simulation mit CDTire/Realtime (rechts)

Abbildung 5 zeigt die schnelle Schwankung der Radgeschwindigkeit innerhalb desselben Experiments. Abbildung 6 zeigt die Entwicklung von Längsschlupf über der Längskraft. Die Si-

mulation mit CDTire/Realtime führt zu einer qualitativ guten Übereinstimmung mit den Messungen [3]. Die "Kreise" in Abbildung 6, die durch die Längskraft- und Schlupfsignale entstehen, sind auf den vorübergehenden Charakter des Ereignisses und auf die Verzögerung zwischen dem Schlupf am "Rad" und der Reaktion der Reifenkraft zurückzuführen. Wie im vorigen Abschnitt beschrieben, beeinträchtigen die schnellen Schwingungen der Radgeschwindigkeit und die Verzögerung zwischen "Radschlupf" und Kraft normalerweise die Leistung und Präzision der ABS-Reaktion.

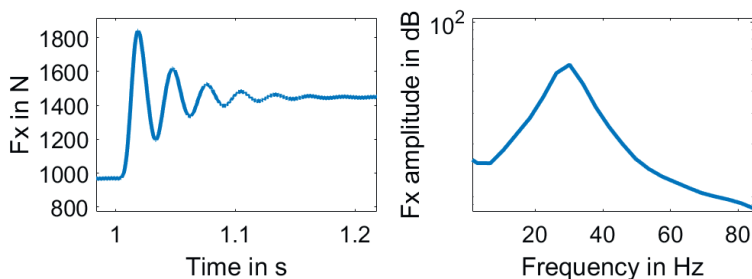


Bild 7: Mit CDTire/Realtime simulierte Reaktionskräfte bei der Impulsbremsung bei 30 km/h im Zeitbereich (links) und im Frequenzbereich (rechts)

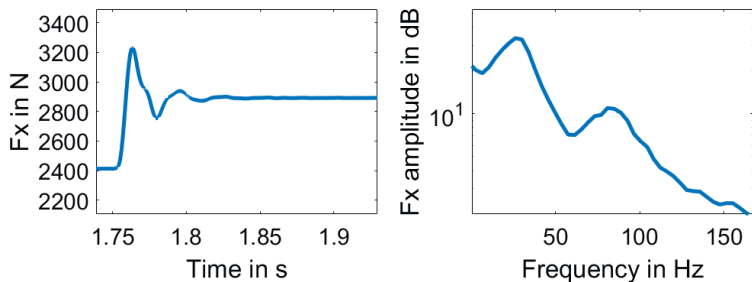


Bild 8: Mit CDTire/Realtime simulierte Reaktionskräfte bei der Impulsbremsung bei 60 km/h im Zeitbereich (links) und im Frequenzbereich (rechts)

Abbildung 7 und Abbildung 8 zeigen ergänzend zu den bisherigen Ergebnissen die Abhängigkeit der Reifendynamik von der Geschwindigkeit. Bei 30 km/h (Abbildung 7) ist die charakteristische Längsschwingung bei 30 Hz dominant. Bei 60 km/h (Abbildung 8) sind sowohl die

charakteristische Längsschwingung bei 30 Hz (gleichphasige Drehung von Gürtel und Felge) als auch die Mode der gegenphasigen Drehung von Gürtel und Felge bei ~ 80 Hz vorhanden. Die Tatsache, dass alle zuvor beschriebenen Phänomene auf beiden Seiten (Messung und Simulation) beobachtet werden, bestätigt die hohe Güte von CDTire/Realtime und auch die Eignung dieses Modells für HIL-Anwendungen in der ABS-Entwicklung.

4.2 Gesamtfahrzeug-Bremssimulation mit CarMaker und CDTire

Bei den gezeigten Ergebnissen wurde bisher exklusiv ein einzelnes Rad mit Reifen analysiert. Im nächsten Schritt wird das Reifenmodell auf ein Gesamtfahrzeug innerhalb von CarMaker übertragen. Mit einem standardmäßig verfügbaren Modell einer Mittelklasse-Limousine werden Simulationen zum stufenweisen Abbremsen auf glatter und unebener Straße (Kopfsteinpflaster) durchgeführt.

4.2.1 Gesamtfahrzeug-Impuls-Bremssimulation auf glatter Fahrbahn

Abbildung 9 zeigt die Ergebnisse der stufenweisen Abbremsung auf glatter Straße. Die Erhöhung des Brems Scheibendrucks erfolgt im offenen Regelkreis durch eine Reihe von kleinen treppenartigen Erhöhungsschritten. Im Gegensatz zur Simulation am translatorisch fixierten Rad (Abbildung 7) wird im Gesamtfahrzeug bei glatter Straße eine longitudinale Schwingung um ~ 21 Hz angeregt. Dieser Frequenzabfall ist durch den zusätzlichen translatorischen Freiheitsgrad des Rads gegenüber dem sehr trägen Chassis mit entsprechender (vergleichsweise hoher) Steifigkeit und (vergleichsweise niedriger) ungefederter Masse zu erklären.

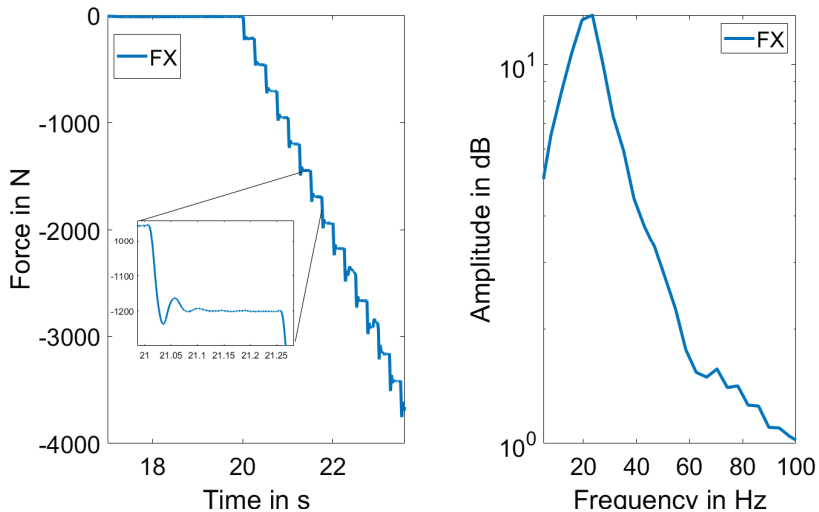


Bild 9: Mit CarMaker und CDTire/Realtime simulierte Reaktionskräfte bei der Impulsbremsung eines Gesamtfahrzeuges auf glatter Straße aus 30 Km/h im Zeitbereich (links) und im Frequenzbereich (rechts)

4.2.2 Gesamtfahrzeug-Impuls-Bremssimulation auf unebener Fahrbahn

Dieselbe Simulation wurde auf Kopfsteinpflaster wiederholt durchgeführt. Die Eingangsdaten sind dabei identisch mit denen aus Abbildung 9. Auch hier wird die Erhöhung des Brems Scheibendrucks im offenen Regelkreis durch eine Reihe von kleinen Erhöhungsschritten realisiert. Abbildung 10 zeigt die simulierten Reaktionskräfte während dieses Bremsvorgangs im Zeit- und Frequenzbereich. Durch die Rauheit der Straße sind deutliche Unterschiede zum Fall mit der glatten Straße erkennbar. Es werden weitere Anregungsfrequenzen im Spektrum sichtbar. Die dargestellten Ergebnisse und Merkmale stimmen mit bereits veröffentlichten Daten überein [8].

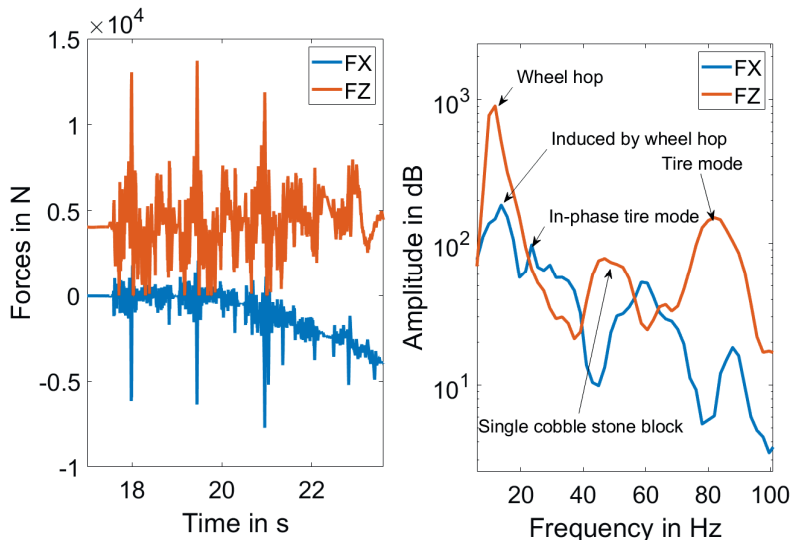


Bild 10: Mit CarMaker und CDiTire/Realtime simulierte Reaktionskräfte bei der Impulsbremsung eines Gesamtfahrzeuges auf Kopfsteinpflaster aus 30 km/h im Zeitbereich (links) und im Frequenzbereich (rechts).

Als Zwischenfazit kann festgehalten werden, dass CarMaker in Kombination mit CDiTire/Realtime in der Lage ist, das dynamische Verhalten des Reifens bei Erregungen bis zu 100 Hz auf jeder Art von unebener Straße – einschließlich kurzweiliger Störungen – zu simulieren und alle Arten von Bremsmanövern nachzustellen.

Außerdem ist die gesamte Simulationsumgebung in harter Echtzeit und für Hardware-In-the-Loop (HIL)-Simulationen geeignet. Die Anwendung im HIL-Bereich wird im nächsten Abschnitt vorgestellt und bewertet.

5. HIL Simulation: Testaufbau und Simulationsumgebung

Zum Test des Zusammenspiels des Reifenmodells CDiTire/Realtime, CarMaker und des Bremsensteuergeräts wird die HIL-Simulation auf einem XPack4-Echtzeitrechner durchgeführt. Um die Berechnung in Echtzeit zu ermöglichen, wird das CPU-Board F23P01 eingesetzt. Dieses verfügt über einen Core-i7-Prozessor mit vier CPU-Kernen, sodass jedes Reifenmodell auf

einem separaten CPU-Kern berechnet werden kann. Durch die Parallelisierung bleibt die Zykluszeit für einen Zeitschritt (1 ms) während des gesamten Versuchs niedrig genug, um die Echtzeitbedingung nicht zu verletzen (Abbildung 11).

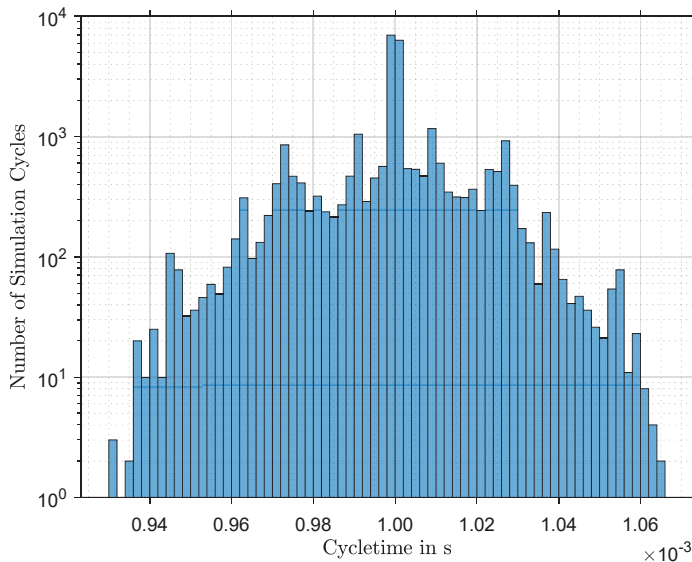


Bild 11: Histogramm über die Zykluszeiten (Rechenzeit pro Simulationszeitschritt) während der Echtzeitsimulation mit CDTire und CarMaker

Das HIL-System ist weiterhin mit einem 4-Kanal-CAN-Interface zur Kommunikation mit dem Steuergerät sowie diversen Analog-Input/Output-Karten und vier Frequenzgeneratoren zur Simulation der Signale der Raddrehzahlsensoren ausgestattet. Softwareseitig wird CDTire/Realtime Version 2021.0.0 sowie CarMaker/HIL Version 9.1.2 eingesetzt, zum Vergleich der Ergebnisse die in CarMaker enthaltene Magic-Formula-Eigenimplementierung IPG MF-5.2 (nachfolgend abgekürzt MF genannt) in der Version 5.2 [9].

Es werden drei verschiedene Testszenarien durchgeführt: eine vom ESC-Steuergerät geregelte Bremsung auf ebener Fahrbahn, bei der eine μ -Split-Situation vorliegt, eine vom ESC-Steuergerät geregelte Bremsung auf unebener Fahrbahn und ein ESC-Regeleingriff nach einem Druckverlust in einem der Reifen. In diesem Beitrag werden die Ergebnisse der ersten beiden Szenarien diskutiert.

Die Bremsung in der μ -Split-Situation erfolgt aus einer Geradeausfahrt heraus mit konstant 72 km/h. Beim Befahren des μ -Split-Bereichs werden mit einer Anschwellzeit von 0,2 s simultan das Kupplungs- und Bremspedal betätigt, wobei letzteres mit 70 Prozent des maximalen Betätigungswegs betätigt wird. Das Fahrzeug wird auf dem μ -Split-Bereich bis zum Stillstand abgebremst, wobei die rechte Hälfte der Fahrbahn einen hohen Reibwert von 1 aufweist und die linke Hälfte einen niedrigen Reibwert von 0,5. Fahrbahnunebenheiten sind nicht Teil des μ -Split-Szenarios.

Die Bremsung auf unebener Fahrbahn im Rahmen des zweiten Szenarios erfolgt aus einer Geradeausfahrt auf ebener Fahrbahn mit konstanten 100 km/h. In diesem Fall wird das Bremspedal nur zu 50 Prozent betätigt, jedoch ebenfalls bis zum Stillstand des Fahrzeugs. Der Reibwert beträgt während des gesamten Szenarios 0,3. Zu Beginn der Bremsung befindet sich das Fahrzeug noch auf ebener Fahrbahn. Nach 20 m Bremsweg wechselt die Fahrbahn von einer ebenen zu einer unebenen Fahrbahnoberfläche, die Unebenheiten liegen dann für weitere 100 m vor. Anschließend wechselt die Fahrbahnoberfläche wieder zu einer ebenen Oberfläche. Die Unebenheiten werden basierend auf Straßenmessungen dargestellt.

6. Ergebnisse der HIL-Tests

Die Radgeschwindigkeiten und die Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt während der Bremsung in der μ -Split-Situation sind in Bild 12 für die vier Räder jeweils für MF und für CDTire dargestellt. Auf der Hochreibwert-Seite (rechte Fahrzeugseite) nehmen die Radgeschwindigkeiten nahezu linear ab, unabhängig vom verwendeten Reifenmodell. Auf der Niedrigreibwertseite (linke Fahrzeugseite) treten die für ABS-geregelte Bremsungen typischen Oszillationen der Radgeschwindigkeit auf. Bei Verwendung von MF kommt es allerdings beim Wiederanlauf der linksseitigen Räder wiederholt zu Überschwüngen der Raddrehzahl über die Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt hinaus. Dieser Effekt nimmt bei niedrigeren Geschwindigkeiten zu und führt bis hin zur doppelten Radgeschwindigkeit im Vergleich zur Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt kurz vor Stillstand des Fahrzeugs. Die Überschwünger führen zudem zu einer deutlich höheren Regelgeschwindigkeit im Verlauf der Bremsung. Beim Einsatz von CDTire im selben Szenario treten diese Überschwünger der Radgeschwindigkeiten nicht auf. Stattdessen zeigt sich plausibles Verhalten, wie es bei einer realen Messung zu erwarten wäre. Die Radgeschwindigkeiten erreichen beim Wiederanlauf der Räder maximal die Geschwindigkeit des Fahrzeugschwerpunkts. Lediglich kurz vor Stillstand des Fahrzeugs kommt es zu geringfügigen Schwingungen bei einseitig blockiertem Rad. Der Bremsweg ist unter Verwendung von CDTire circa 5 m länger als mit MF.

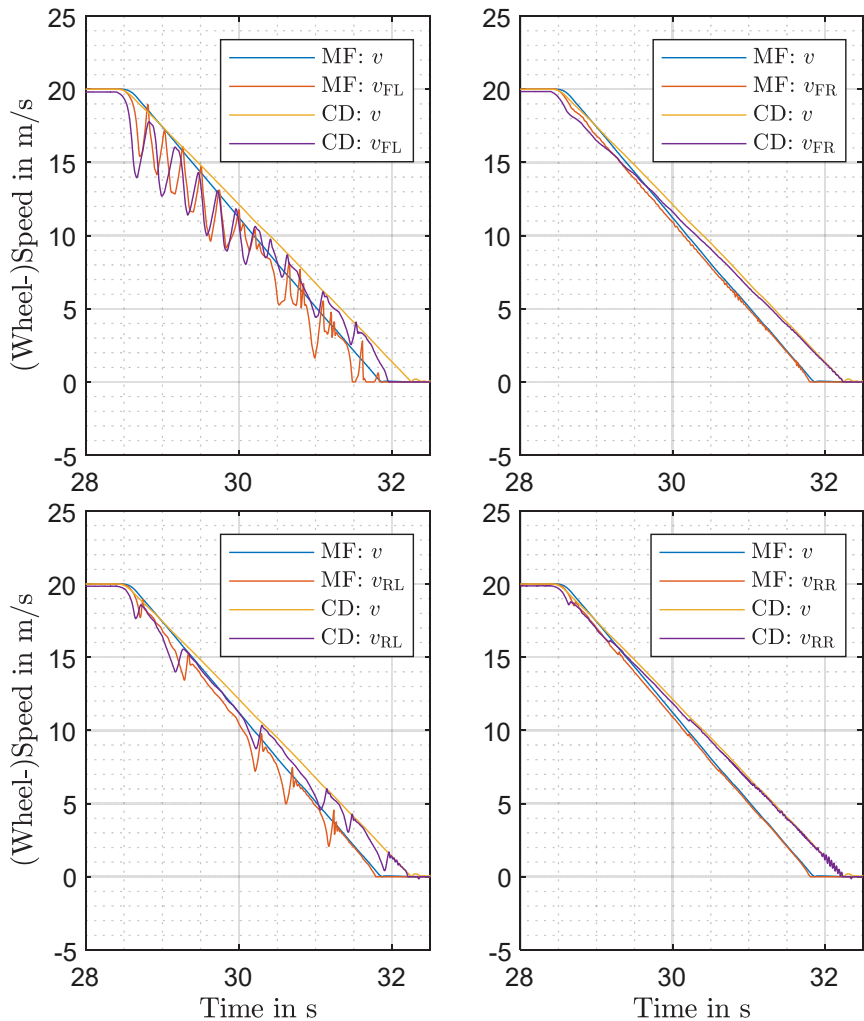


Bild 12: Bremsung in einer μ -Split-Situation; MF und CDTire/Realtime (CD) im Vergleich; oben links: linkes Vorderrad; oben rechts: rechtes Vorderrad; unten links: linkes Hinterrad; unten rechts: rechtes Hinterrad; jeweilige Fahrzeuggeschwindigkeit (v) zum Vergleich dargestellt

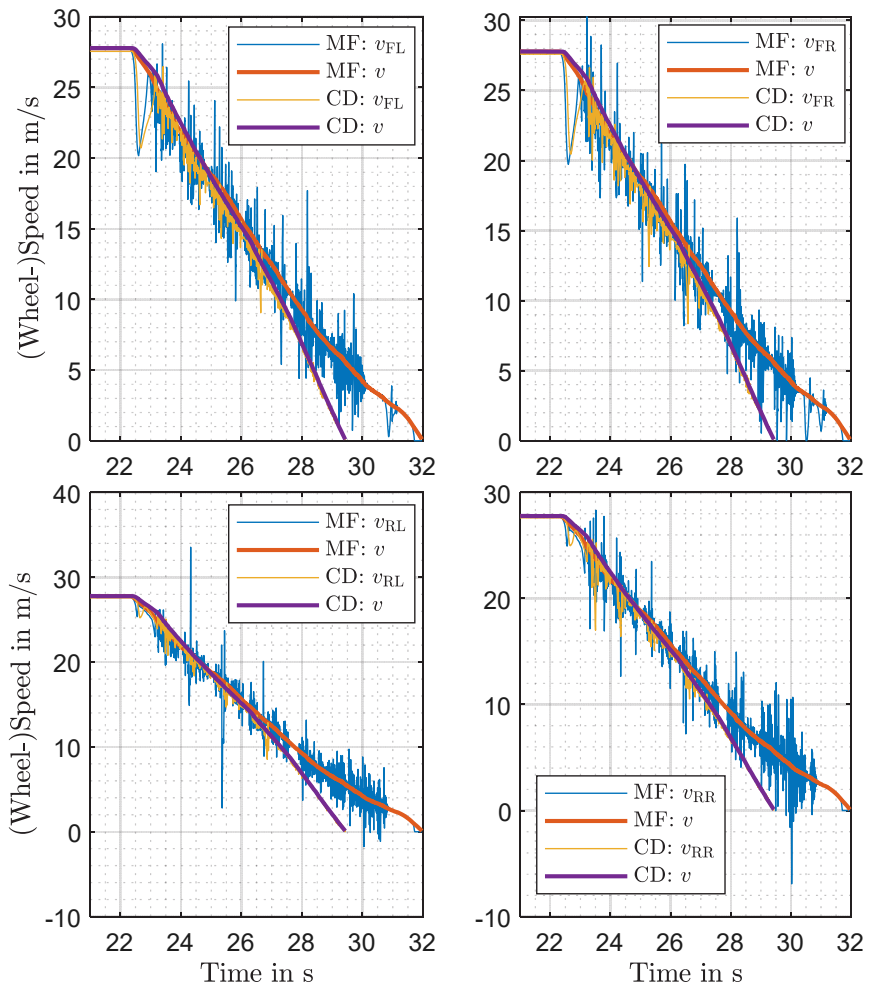


Bild 13: Bremsung auf unebener Fahrbahn mit niedrigem Reibwert; MF und CD/Tire/Realtime (CD) im Vergleich; oben links: linkes Vorderrad; oben rechts: rechtes Vorderrad; unten links: linkes Hinterrad; unten rechts: rechtes Hinterrad; jeweilige Fahrzeuggeschwindigkeit (v) zum Vergleich dargestellt

Die Radgeschwindigkeiten und die Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt während der Bremsung auf unebener Fahrbahn sind in Bild 13 dargestellt. Da in diesem Szenario der Reibwert der Fahrbahn auf 0,3 reduziert ist, kommt es bereits zu Beginn der Bremsung zu einem ABS-Regeleingriff, obwohl der Fahrbahnbereich mit den Unebenheiten erst nach 20 m Bremsweg beginnt. Somit liegt – unabhängig davon, welches Reifenmodell verwendet wird – zunächst eine typische Oszillation der Radgeschwindigkeiten vor, die für die Vorderräder jeweils deutlich stärker ausfällt als für die Hinterräder.

Bei Verwendung von MF als Reifenmodell (Bild 13 oben) zeigen sich allerdings extreme Überschwinger der Radgeschwindigkeiten über die Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt hinaus. Generell wirken die Schwankungen der Radgeschwindigkeiten deutlich zu ausgeprägt. Die Schwingungen sind zudem nahezu symmetrisch um die Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt verteilt. Die Oszillationen in Richtung niedrigerer Radgeschwindigkeiten sind vergleichbar hoch wie die Oszillationen in Richtung höherer Radgeschwindigkeiten im Vergleich zur Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt. Die Radgeschwindigkeiten stabilisieren sich erst, nachdem der Fahrbahnbereich mit den Unebenheiten verlassen wird, was nach $t > 31$ s der Fall ist. Insgesamt liegt ein unplausibles Verhalten vor, insbesondere in Bezug auf die ABS-Regelung. Dies zeigt auch der Vergleich der Bremsdrücke der vier Räder, siehe Bild 14. Obwohl ein konstant hoher Bremsdruck an den Hinterrädern vorliegt, blockieren diese nicht, sondern schwingen stark in Bezug auf die Radgeschwindigkeiten. Der Bremsweg ist unter Verwendung von MF im Vergleich zu CDTire um 17 m verlängert.

Bei Verwendung von CDTire (Bild 13 unten) sind die Schwingungen jedoch deutlich reduziert. Die meisten Oszillationen gehen in Richtung langsamerer Radgeschwindigkeiten gegenüber der Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt. Die wenigen Überschwinger nehmen mit sinkender Fahrzeuggeschwindigkeit ab. Nach $t > 27$ s beziehungsweise 90 m Bremsweg, also noch im Bereich der unebenen Fahrbahn, stabilisiert sich die ABS-Regelung und die Radgeschwindigkeiten nehmen nahezu ohne Oszillationen linear mit der Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt ab. Dies trägt letztlich zum verkürzten Bremsweg bei. Zusammenfassend

hat die Wahl des Reifenmodells einen erheblichen Einfluss auf die Qualität der ABS-Regelung auf unebener Fahrbahn.

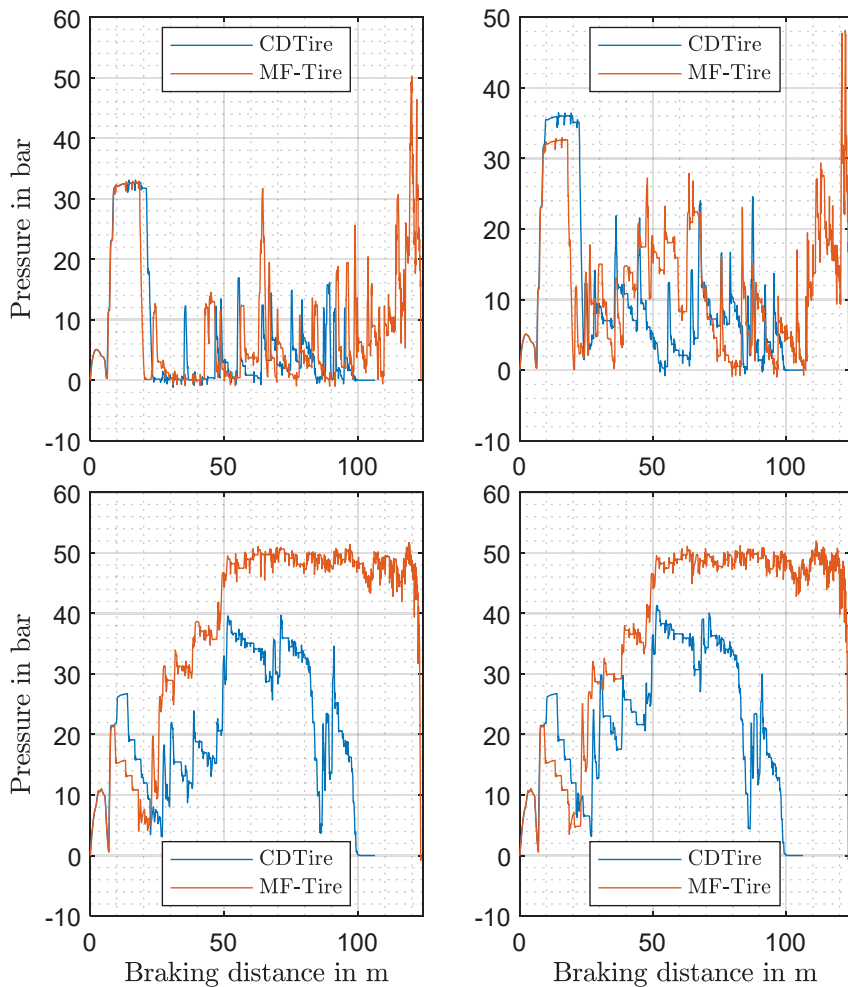


Bild 14: Verlauf der Bremsdrücke der vier Räder während der Bremsung auf unebener Fahrbahn; oben links: linkes Vorderrad; oben rechts: rechtes Vorderrad; unten links: linkes Hinterrad; unten rechts: rechtes Hinterrad

7. Schlussfolgerungen

Die in diesem Beitrag dargestellten Anwendungsfälle zeigen, dass einfache empirische Reifenmodelle wie etwa Magic-Formula-Reifenmodelle bei bestimmten Testszenarien an ihre Grenzen kommen. Das heißt, dass MF in diesen Anwendungsfällen unplausibles Verhalten liefert. Konkret zeigen sich bei den HIL-Tests Überschwinger der Radgeschwindigkeiten über die Referenzgeschwindigkeit heraus. Dies erschwert dem Steuergerät die Regelung, wodurch sich Bremswege unterscheiden. Insgesamt ist die Erzeugung von validen Simulationsergebnissen für die gezeigten Fälle mit MF nicht möglich. Demgegenüber erweist sich CDTire/Realtime als robuste, echtzeitfähige Alternative. Selbst bei Bremsungen auf unebener Fahrbahn mit niedrigem Reibwert bleiben die Oszillationen der Radgeschwindigkeiten plausibel. Auch wenn in diesem Beitrag keine Validierung der HIL-Ergebnisse anhand von Messfahrten durchgeführt wurde, handelt es sich bei CDTire/Realtime um ein validiertes Modell. Ferner wurde gezeigt, dass die Simulationszykluszeiten im eingesetzten Echtzeitsystem im Verbund mit dem realen Steuergerät bei ca. 1 ms liegen, es also zu keiner Verletzung der Echtzeitbedingungen kommt. Daraus wird geschlossen, dass CDTire/Realtime im Verbund mit CarMaker zur Durchführung von HIL-Tests mit realen Steuergeräten geeignet ist.

8. Ausblick

Neben dem gezeigten Einsatz im Pkw-Bereich eröffnen sich durch die Möglichkeit des HIL-Testings mit CDTire/Realtime und CarMaker vor allem im Bereich Off-Highway völlig neue Möglichkeiten. Insbesondere die großen Reifen von Land- und Baumaschinen, schweren Nutzfahrzeugen und Sonderfahrzeugen können durch einfache empirische Reifenmodelle nur unzureichend modelliert werden. Durch die Verwendung von CDTire/Realtime im Verbund mit CarMaker wird es nun möglich, auch in diesen Bereichen szenarienbasierte HIL-Tests durchzuführen, was erheblichen Einfluss auf die Entwicklungsprozesse hat. Selbst wenn kein realer Prototyp zur Verfügung steht, kann mithilfe virtueller Testfahrten letztlich das Steuergerät vorab getestet werden, es können Anforderungen frühzeitig validiert werden und die Testtiefe sowie -abdeckung wird deutlich erhöht.

9. Literaturverzeichnis

- [1] H. B. Pacejka: "Tire and vehicle dynamics", Besselink, Igo (3rd ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann. 2012, p. 165
- [2] Heißing, B.; Ersoy, M. (2011). Chassis Handbook Fundamentals, Driving Dynamics, components, mechatronics, Perspectives. Vieweg + Teubner. Page 183. ISBN: 978-3-8348-9789-3
- [3] P. Zegelaar, The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevenness, page 216, Delft University of Technology, ISBN 90-370-0166-1
- [4] P. van der Jagt, H.B. Pacejka and A.R. Savkoor, "Influence of tyre and suspension dynamics on the braking performance of an anti-lock system on uneven roads", Proceedings of 2nd International EAEC Conference on New Developments in Powertrain and Chassis Engineering, IMechE C382/047, Strasbourg, France, June 14-16, 1989, pp. 453-460.
- [5] M. Satoh and S. Shiraishi, "Performance of antilock brakes with simplified control technique", SAE paper 830484, 1983.
- [6] M. Watanabe, N. Noguchi, "A new algorithm for ABS to compensate for road disturbances", SAE paper 900205, 1990.
- [7] Gallrein, A., Baecker, M., Gizatullin, A.: "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.
- [8] A. Schmeitz, A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surfaces, Delft University of Technology, <http://resolver.tudelft.nl/uuid:d369bfac-4d8a-465c-a194-864bbe87d8e8>
- [9] IPG Automotive GmbH: „Reference Manual Version 9.1.2“, 2021, pp. 544-589

AUDEX – Automotive development in 1:x

Angewandte Lehre und Forschung mit skalierten Fahrzeugmodellen

Applied teaching and research on future mobility using scaled vehicle models

M.Sc. **Erik Franz**, Prof. Dr.-Ing. **Dirk Engel**,
Hochschule für angewandte Wissenschaften, Hamburg

1. Kurzfassung

In diesem Beitrag soll das Projekt „AUDEX (AUtomotive DEvelopment in 1:x)“ der HAW Hamburg vorgestellt werden, welches die aktuellen Trends in Gesellschaft und Industrie aufgreift um die Ausbildung von Studierenden – den Entwickler:innen der Zukunft – weiter zu verbessern und sie gleichzeitig mit den realen Entwicklungsprozessen der Industrie vertraut macht.

AUDEX ermöglicht es Studierenden mit realitätsgetreuen RC-Fahrzeugen moderne Entwicklungsaufgaben zu bearbeiten und dabei die gängigen Werkzeuge der Industrie einzusetzen. Die Fahrzeuge sind durch ein modulares System mit Kameras, Mikrocontrollern sowie Sensorik und Aktorik für die unterschiedlichen Einsatzzwecke ausgerüstet, um selbst komplexe Regelalgorithmen umsetzen zu können. Darüber hinaus können die Fahrzeuge auch über ein Bewegungssystem gesteuert und somit auch die Eigenentwicklungen in der Auswirkung auf das Fahrverhalten für den Fahrenden bzw. den Insassen erlebbar gemacht werden.

Neben dem Einsatz in der angewandten Lehre bietet das AUDEX-Projekt darüber hinaus die Möglichkeit in aktuellen Forschungsfeldern zum Thema hochautomatisierten oder autonomen Fahren wie z.B. Fahrkomfortempfinden bzw. subjektiver Wahrnehmung oder der Entwicklung energieeffizienten Fahrzeugen aktiv zu sein.

2. Abstract

At the University of applied sciences Hamburg (HAW), „AUDEX (AUtomotive DEvelopment in 1:x)“ has been established to further improve the education of students and to familiarise them with actual industrial development processes. The aim of this project is to apply the acquired knowledge to "real" vehicles. To simplify the implementation, there are scale models of RC-

vehicles which, as “experience models”, allow a quick and uncomplicated implementation of own-developed functions and/or systems. By using these scaled vehicles and the DiL simulator, theoretical developments can be put into practice and personally experienced. In addition, the AUDEX project also offers the opportunity to be active in the current research fields like e.g., energy efficient vehicle or highly automated and autonomous driving.

3. Introduction

Automated Driving (AD) is, besides electrification of road vehicles, one of the biggest challenges and opportunities the automotive industry is currently facing.

“Mobility”, especially in big cities, is currently facing a change: intelligent Transport Systems, digitalization, cooperative, connected and automated mobility play an important role in responding to key challenges in the mobility and transport sectors like climate change mitigation, resilience, enhancement of safety and efficiency.

Although there are no signs of a post-automotive society, the car as the most important individual means of transport will change. There is a clear trend towards integrated mobility concepts in which the car is one possibility for transportation among others. Rather, the focus will be on the application-related use of the optimal means of transport for a specific route.

But it also leads to the question how (automotive) engineers of tomorrow can be educated to develop the mobility of the future and how a kind of applied research could look like.

Virtualization is an important trend to increase the effectiveness and efficiency of vehicle development. Real prototypes are expensive and therefore will be further reduced; this makes it difficult to carry out complex vehicle test scenarios on real roads. To engineer a car that feels safe, it is critical that engineers and researchers understand how to make the driver and passengers feel comfortable while traveling in a highly automated vehicle. Feedback from different types of people in multiple scenarios, throughout the development process, is key. There are simply no models for this and sufficient real-life testing is impossible. Driving simulators are the only way to develop future cars and systems within the necessary timeframes. By adding a Driver-in-the-loop (DiL) simulator at the earliest possible stage of vehicle development process, engineers can validate and make design decisions earlier and more reliably, resulting in better designs, shorter development times, more cost-effective prototypes and thus less environmental impact. Furthermore, using DiL simulators helps to close the gap between subjective evaluation with real vehicle prototypes and objective evaluation with offline simulations.

Furthermore, as described e.g., in [1], advanced driving simulators are used by engineers and researchers for intelligent infrastructure and highway design and studies about human factors

studies also. They provide a safe and controllable environment for testing in which measurements can be undertaken cost-effectively and repeatability. Researchers and engineers believe that the results obtained can help them predict equivalent measurements in the real world that lead to a better understanding of the complex driver–vehicle–road–environment interaction in critical driving situations. The results of such studies will ultimately lead to reductions in the number of traffic-related deaths and injuries.

4. AUDEx-Project

As an “University of applied science” it is part of the long tradition of the Department of automotive & aerospace engineering (founded in 1896 as “Wagenbauschule Hamburg”) to offer practically oriented degree programs.

The goal is to provide programs which allow both to educate engineers of the future in full vehicle design and future mobility at the same time.

But what are the challenges to handle? In [2] one can read that “the properties of the vehicle (control path) must be adapted to match the abilities of the controller (the driver). A vehicle which is well-adapted to the driver’s abilities is said to have good driving characteristics.”

In case we are talking about autonomous vehicles the abilities of the controller will no longer be limited by human computing power (acc. to [3] 10^9 - 10^{11} bit/s Information transmission rate and 16 -100 bit/s processing capacity). Therefore road-tire-chassis interaction is becoming an even more central aspect in vehicle development. Alongside with IT this is a central aspect for future mobility solutions.

But on the other hand, to develop vehicles for the future that have good driving characteristics one must not neglect the importance of solid mechanical education? Even in future any customer will be happy about a mechanical failure of parts or ECUs.

This leads to the question how can the balancing act between “classic” automotive development and the requirements of the future also be represented in education? How can the development of sustainable functions be conveyed in a complex full-vehicle systems?

AUDEx was established to further improve the education of our students and to introduce them to state-of-the-art industrial development processes. By using the scaled vehicles and the DiL simulator, theoretical developments can be put into practice and personally experienced.

In addition, the AUDEx project also offers the opportunity to be active in the current research fields like e.g., energy efficient vehicle or tele-operated, highly automated and autonomous driving. In the following sections thoughts on educational and applied research use are presented, followed up by a technical description and an example of research work.

5. AUDEx in education

On the search for a way to combine a classical engineering education (with mathematics, mechanics, and all necessities for body-in-white, chassis and powertrain design) with the necessities to familiarise students with up-to-date development processes like aspects of functional development with validation and verification the choice of using scaled RC-models was made.

High-end RC vehicles allow simple and inexpensive overall vehicle development in realistic scenarios because they are highly adjustable in terms of "classical" chassis and powertrain setup as well as in full-vehicle performance. The use of electrified RC-vehicles represents electromobility on a scaled level and one can have a look on battery driven vehicles and all aspects of designing and controlling such Battery electric vehicles. And supplementary scaled test rigs like dynamometer or 4-post test rig can be developed and used to support a development process but also teach students about test rig development and test rig control. Additionally, working with a scaled model enables the integration of additive manufacturing processes in education process and to design and manufacture improved vehicle parts. These field of educational aspects are also illustrated in Figure 1.

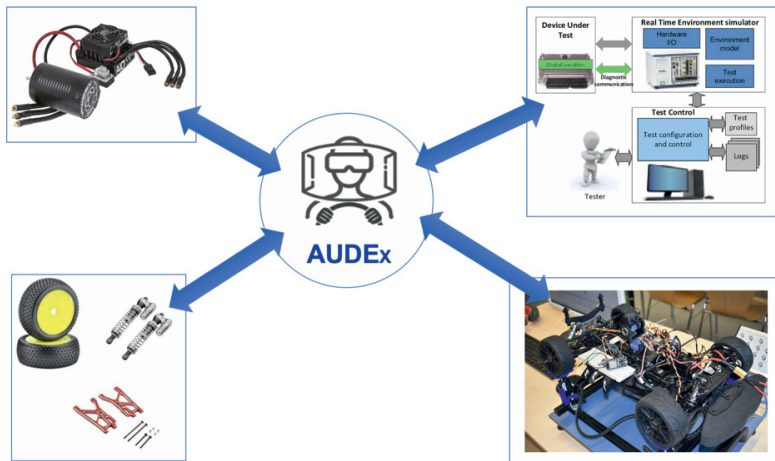


Figure 1: AUDEx in education

It should be noted that industrial development methods, tools and processes (CAD, CAE, function development, using driving simulators) can be conveyed in a practical way as Figure 2 demonstrate.

But also, operation of the RC-vehicle as a remote-controlled vehicle shows the practical possibilities and necessities for highly automated, tele-operated and autonomous driving in practice. Therefore, AUDEx is seen as a technology platform allowing the mediation of interdisciplinary development projects (big data, sensor data fusion up to function development including validation and verification) within our faculty as well as within HAW Hamburg and everyone interested.

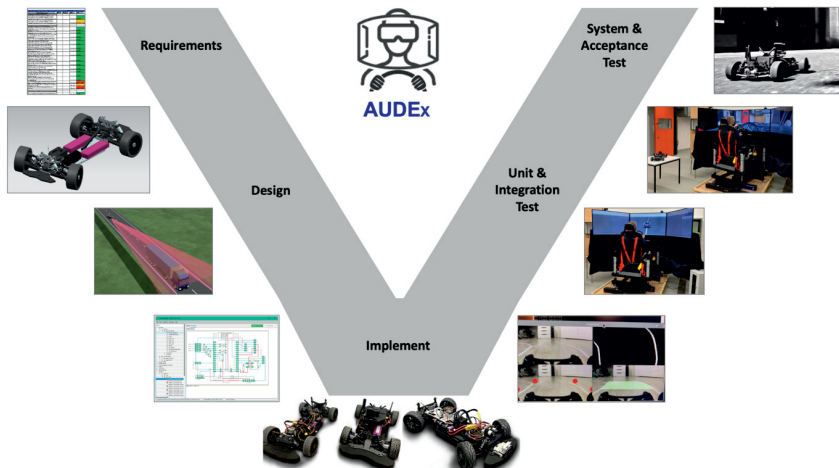


Figure 2: AUDEx – system development process

6. AUDEx in applied research

This project also offers a lot of possibilities for applied research concerning future mobility. Some examples are shown in Figure 3.

In connection with a vision and motion system, the development can actually be experienced in a way that one can drive the RC-model in FPV mode with vehicle feedback provided via motion platform as a kind of ViL (Vehicle-in-the-Loop) [4]

So, even autonomous driving can be experienced and questions such as "sensation of driving comfort in autonomous driving" can be assessed at an early stage with little space requirement. All of this with the simultaneous integration of realistic visual and auditory stimulation.

Within AUDEx the driver can be placed in a virtual or real driving simulator (DiL) that can be extended by integrating real components (e.g., steering) as a kind of drivable HiL-simulator.

A further aspect of AUDEx is the opportunity to use transfer functions to map full-vehicle behavior of different vehicles onto the RC-vehicle as well as onto the motion platform.

Due to the fact that AUDEx requires less space but offers also real driving experiences it could be used to develop and investigate new passenger information setup and devices by using AI.

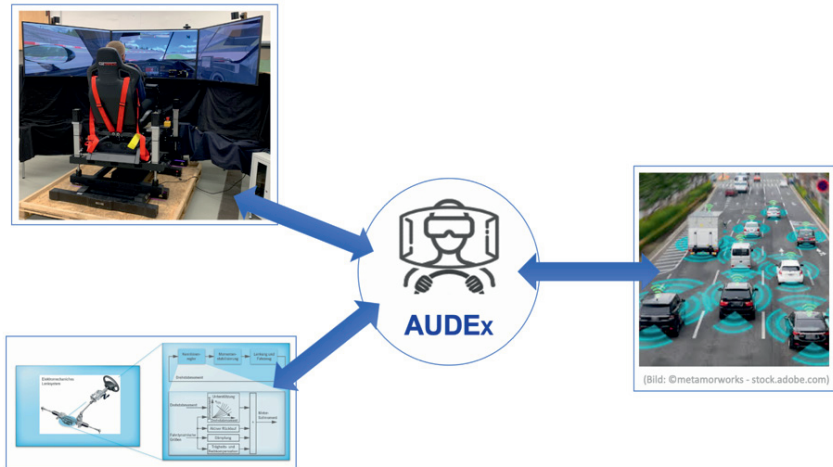


Figure 3: AUDEx in research

This concept of driving a scaled car, is making a contribution to the field of tele-operated or remote operated vehicles (ROV). In late 2021 City of Hamburg announced a mobility partnership with Vay [5], a company providing ride sharing with remote operated vehicles. Teleoperation has been a research topic for the past 70 years and concerning fully autonomous driving, ROV-technology can be seen as an enabling technology and has been described in detail in [6],[7],[8] and [9].

By definition, teleoperation means “work from a distance” and teleoperated systems are mainly used in environments which are dangerous for human beings or extremely hard to reach. Therefore, the main applications for remote operated vehicles (ROV) have been underwater, space, nuclear and military applications, but also medicine, where humans and machines work together to enable new medical procedures. [10]

One of the main problems, as described in the introduction, arises due to the fact that the operator is not physically at the vehicle's location, and therefore lacks situation awareness. To increase the operator's situational awareness and the feeling of telepresence, all human senses should be transmitted from the vehicles to the operator's sights [11].

Table 1: activated organ of perception relevant for vehicle driving (according to [3])

Information	Organ of Perception				
	Eye	Vestibular system	Mechanoreceptors		Ear
			epicritic	haptic	
Deviation from target course	X				
Lateral velocity	X				
acceleration (Longitudinal, lateral)		X	X	X	
Travel speed	X				X
Angle (Difference) vehicle center axis – target course	X				
Yaw velocity	X				
Yaw acceleration		X			
Angle of slope (Pitch, roll)	X	X			
Steering wheel angle	X				
Forces in actuators (steering moment)			X	X	
Driving noise					X

Table 1, acc. to [3], gives an overview of activated organ of perception relevant for driving a vehicle.

In case of AUDEx, due to the fact that a camera system is mounted on the scaled vehicles and the cars running over uneven surfaces, the operator is also recognizing (mostly) vertical accelerations as well. Therefore, in Table 1 row 3 “vertical” has to be introduced as a necessary direction as well. The improvement of acceptance and performance by ROV- operators with more detailed feedback has already been proofed by [10]. But in [10] a static simulator setup was used. Noise and vibrations were introduced by shakers. With the AUDEx setup one can study the influence of providing more detailed motion signals additionally to the video signals.

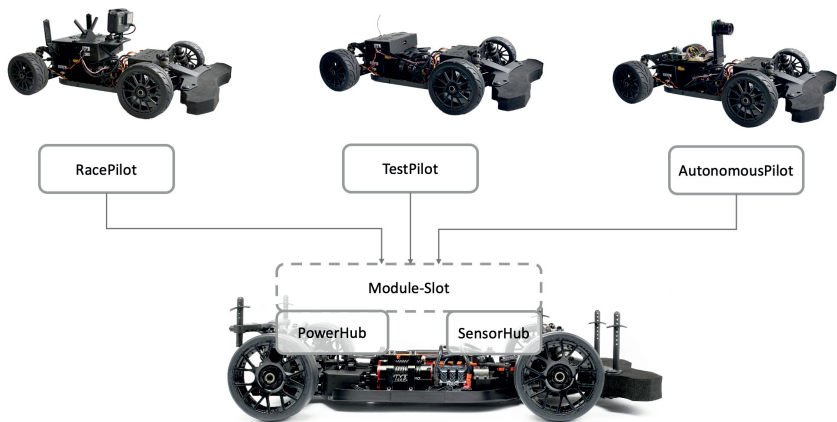
7. Technical description of AUDEx

In this section the most important technical components are described in more detail. First an overview of the modular system approach is shown, followed by introducing the actual fleet. Then the motion system and the data transmission from vehicle to the motion system and vice versa will be presented. At last, the two possible setups as a ViL/ DiL in real-world-application as well as a DiL in virtual setup are presented.

AUDEx modulare system

The modulare system of AUDEx is the result of an extensive development at the HAW Hamburg. Based on a high-quality RC-vehicle with fully adjustable chassis, different module-units were developed, which allows to equip the vehicle for different driving tasks or developments.

With three pilot-modules and two assisting hubs, shown in Figure 4, it is possible to switch between certain use cases.



https://hbracing.com/images/detailed/384/HB204412_9.jpg

Figure 4: AUDEx – modular system

In this research the RacePilot-module is used to enable the manual control of the vehicle with the driving simulator. The main component of the RacePilot is the ESP32, a 32-bit dual core microcontroller and acts as a central control unit for the vehicle. It offers a wide range of possibilities, e.g., hosting WiFi to access In-Car-settings over a website. For the visual data a

camera-gimbal is installed, which increased the field of view by turning the camera according to the head movement (via head-tracking or HMD) of the driver in the simulator.

The main purpose is a wide variety of application tasks, for example, for the classic suspension tuning of spring, damper and anti-roll-bars and vehicle dynamics control systems.

The TestPilot-module enables the fast and simple operation of the vehicle without additional hardware. Except for the missing video transmission system, the components are almost identical to the RacePilot. It is used for the initial implementation of pre-development concepts and mobile use in lectures or projects.

The AutonomousPilot-modules are creating a completely new field of activity. It forms the basis for developing reproduceable and secure autonomous driving scenarios on a scaled level. Using a RaspberryPi or Google CoralDevBoard, lane recognition has already been realized and the module is able to read simple road turnings. Further topics in planning are the general environment detection using depth-camera and Lidar and performing autonomous task such as reacting to road signs.

The assisting hubs are always installed in the vehicle and their functionality is available to every mounted module. The PowerHub forms the central power supply, acting as the central power switch and supplies all different components with the required voltages from the battery. The SensorHub is used to gather all the data. It bundles all sensors installed in the vehicle and makes them available on an in-car CAN-Bus-System, allowing it to use them during driving. Typical sensors are wheel speed sensors, engine rpm and the IMU, combining accelerometer, gyroscope and magnetometer. This data will be also transmitted to the driving simulator.

AUDEX fleet

In addition to the modules, different control systems are developed. Rear-axle steering and active speed control have already been implemented. Figure 5 gives an overview on actual AUDEX fleet with AUDEX 1.0, AUDEX 2.0 (RacePilot) and the rear-axle steering car.

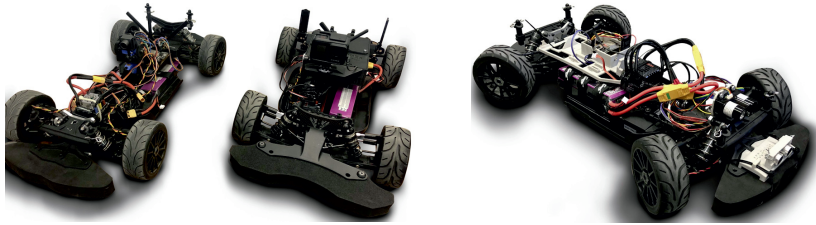


Figure 5: AUDEx fleet (from left to right: AUDEx 1.0, AUDEx 2.0, AUDEx adaptive cruise control & rear axle steering)

AUDEx Driving Simulator

For the operator AUDEx developed a variable simulator concept with the main focus of an immersive Driver-in-the-Loop (DiL) setup. The general input is provided by an Thrustmaster® T500 RS steering wheel, also used for haptic feedback, and Thrustmaster® pedals. For the visual feedback the operator can switch between a triple-screen-setup with 55" displays or as an HMD the VR-Headset HTC® Vive Pro. For further haptic feedback the operator is sitting in an 8-DOF-motion system consisting of components from Next Level Racing® and ProSimu®. Next Level Racing® Traction Plus Motion-Platform enables to simulate both understeer and oversteer and different turning effects with a two-rail-system and approx. 300mm travel. With the Next Level Racing® Motion Platform V3 enables the seat movement to simulate lateral accelerations due to braking and accelerate. For the vertical-acceleration feedback 4 PROSIMU® PRS200™ are capable to lift the whole cockpit 100mm to simulate road surface irregularities, slopes of the track and also vehicle characteristics e.g., rolling, pitching and vibrations. Motion cueing of this simulator setup can also be adjusted online by manipulating gain parameters.

AUDEx Data Transmission

As communication between Simulator and RC-Vehicle there are two main data-transmissions, as seen in Figure 6: videostream and driver input/feedback. As for video transmission Amimon® Connex is used with 5.1-5.8 GHz wireless connection of 1080p video stream with less than 1ms latency. It is transmitting a live view of a GoPro® Hero 7. For the driver input and feedback data a transmitter/receiver combination from FrSky® is used. 32-Channels are transcieved via a 2.4Ghz connection. Both systems are promising a range of >1km, but indoor its significantly less, but more than sufficient.

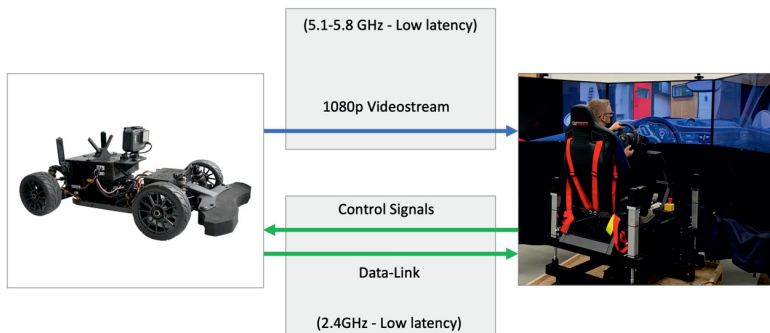


Figure 6: AUDEx Data Transmission

AUDEx Driver-in-the-loop/ Vehicle-in-the-loop

As already mentioned in subsection “AUDEx – fleet”, scaled RC-vehicles equipped with RacePilot-Module can be combined with a motion system as a Driver-in-the-loop (DiL) setup. Due to the innumerable requirements in the automotive-development it is necessary to represent a certain application also by different combinations of the AUDEx- components, seen in Table 2.

Table 2: Use-Case-Scenarios of the AUDEx components

Simulator configuration/ Vehicle	Screens + Headtracking	HMD	Motion-System
RacePilot	X	X	X
AutonomousPilot	X	X	X
CAE (e.g., IPG CM)	X	X	X

For example, with AUDEx it is possible for engineers to choose between HMDs or Screens for the visuals when driving with the RC-vehicles or even in simulation. This ensures the optimal representation of the tested scenarios, whether virtual or physical. The same applies to the motion system, which is available in every form of scenario for intense feedback.

The following Figure 7 gives an overview on the current system implementation for “real world driving” with Race Pilot, DiL and FPV setup.



Figure 7: AUDEx – real world setup: Driving Race Pilot with triple-screen setup (left) or HMD (right)

Furthermore, the motion platform can be combined with CAE tools like IPG CarMaker. By doing this, AUDEx has a “virtual world setup” and can be used as a “normal driving simulator” setup. This setup is shown in Figure 8.



Figure 8: AUDEx – virtual setup

8. Example of applied research

As already mentioned in section 4, providing more detailed motion signals additionally to the video signals results in more acceptance and improved performance. As for example described in [4] for a in a ViL-setup, visualization can be realized with different systems. AUDEx offers this opportunity as well and during testing one observation with the AUDEx RacePilot and the simulator differences in operation were found when switching between the triple-screen-setup and HMDs. The operators evaluated the same settings of the simulator differently depending on the vision system. Therefor a study was created where a group of five operators drive a vehicle in identical situations with the triple-screen-setup and with the HMD. To create an ideal driving-environment the operators are testing on the virtual version of the Nürburgring Grand-Prix Course. It is offering different types of corner velocities and changing topography, combined with a relatively short lap time. All operators were able to practice the track on the

simulator a few days before the research. On research-day no practice was allowed. The operators included both those who were already driving with HMDs and those who were not. In the test-scenario each operator had a warmup-lap and a measured lap, both with the triple-screen-setup and with the HMDs directly one after each other with only a minimal break between the driving sessions. The overall settings of the simulator and the motion systems are staying the same in every session and for every operator. For analyzation both the measured data and the operator's feedback were considered.

Subjective perception

As the subjective perception Figure 8 is showing the visual representation of the operator's feedback, divided into five main categories. In *driving behavior* is combined the general feeling for the car e.g., agility, precision, oversteer, understeer. Although the car has not changed between sessions overall a slight improvement from the triple-screen-setup to HMD were reported. Main differences were an increased precision and better controllability. Under *driving experience*, the entire simulator ride with all components is summarized. From the triple-screen-setup to HMDs the operators reported above all an improved and enhanced motion feedback of the Motions system. Furthermore, the improved depth perception is strongly emphasized, which has a positive effect on e.g., braking points and cornering speeds.

A big factor driving with simulators is *motion sickness*, especially with a motion system. From the triple-screen-setup to HMD the operators felt less sick and believed to be able to drive longer, without getting sick. Another big factor is the perception of the feedback this was rated as significantly *intensified* when using the HMD.

A negative point is the general *hardware handling*. Operation the simulator with an HMD is more complex and the usage of the HMD. The HMD needs to be adjusted precisely when wearing to get a sharp image and to be able to perform the drive unhindered. Also, the additional weight on the head is rated be from unusual to disturbing.

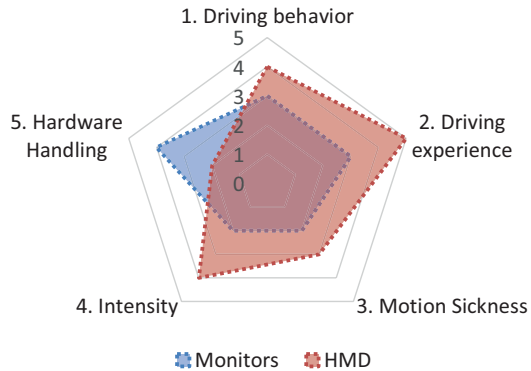


Figure 9: subjective perception

Objective perception

As an objective comparison the telemetry data of the vehicle was recorded and analyzed. In the figure10 the data of the triple-screen-setup and the HMD are compared. The GPS-Locations in X and Y-direction plotted and as a colorized line on the left the steering angle and on the right the vehicle velocity. Both on the upper part in the complete tracklayout and in the lower part as a zoom-in of the first four corners. At first glance the overall data is showing a small improvement regarding the lap time. In comparison with the subjective perception the data is also showing similar results. Looking at turn one in both session the data is showing that the operator is choosing a fairly soon braking point, to be on the safe side. But with the triple-screen-setup the corner velocity still seems to be too fast, which results into a wide line with a high steering angle. As a fact of the better velocity and depth perception it is noticeable, that the breaking point with the HMD is later and the operator is slowing the car more down. The lower entry velocity allows the operator to steer faster around the corner and accelerate sooner.

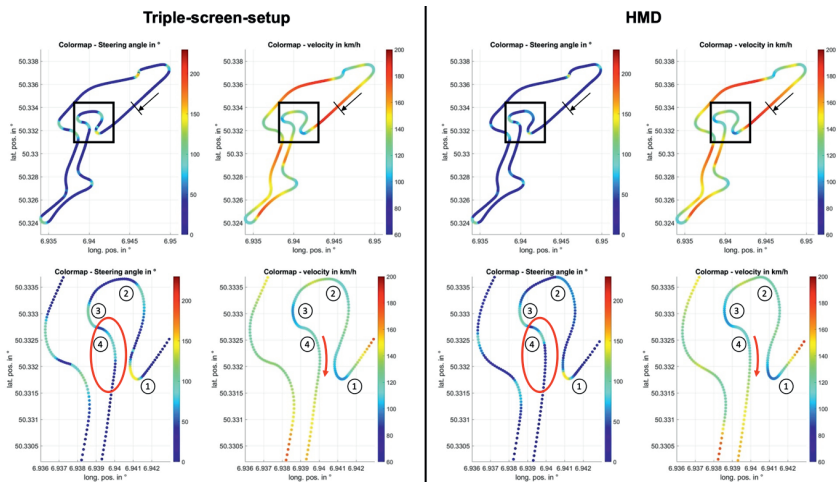


Figure 10: Data-comparison between triple-screen-setup(left) and HMD (right)

The turns two, three and four are mid- to low-velocity corners and the right entry speed is critical in terms of holding the ideal line. Higher steering angles in combination with higher speed are indicators for understeering. This behavior can be noticed more in the data of the triple-screen-setup as in the HMD. Turn three and four is showing this clearly. With the HMD the operator seems to have a better feeling to rotate the car more in turn 3 to get a better entry into turn four. With the better entry he needs to steer less and could accelerate sooner, which results only in a slightly faster exit. In this case the chosen line seems to be tighter as with the triple screen setup, so the resulting velocity on the straight is identical, but with the HMD, the operator used the potential of the car better.

9. Conclusion and Outlook

In this paper, the project AUDEX at Department of automotive and aerospace engineering at University of applied sciences (HAW) Hamburg is presented. This project has been established to further improve the education of students and to familiarize them with actual industrial development processes. The aim of this project is to apply the acquired knowledge to "real" vehicles. To simplify the implementation, there are scale models of RC-vehicles which, as "experience models", allow a quick and uncomplicated implementation of systems. By using these scaled vehicles and the DiL simulator, theoretical developments can be put into practice and personally experienced. In addition, the AUDEX project also offers the opportunity to be

active in the current research fields like e.g., energy efficient vehicle or highly automated and autonomous driving.

AUDEx as a project started in late 2019 and has grown since then despite the negative impact of the actual pandemic situation. Students who have worked on this project so far have given very good feedback and implemented their student projects with great enthusiasm. Industry partners are also very interested and give very positive feedback on this project.

Therefore, we want to improve the current status and further implement the countless ideas and possibilities that this setup offers in teaching and applied research, especially concerning in cooperation with different departments and institutions dealing with all the aspects of “future mobility”.

Among others, to give two examples, one could think of studying the possibility of using transfer functions to model different vehicle dynamics, studying perception of ride comfort during autonomous driving, which can be modeled very easily in this AUDEx environment.

Or one could investigate the acceptance of passengers in autonomous vehicles when they are driven by vehicles adapted to the abilities of an ECU controller. Do customers want to individualize the controller parameters of autonomous vehicle (e.g., maximum of longitudinal acceleration applied)

10. References

- [1] Chang, K.-H. (2015): *e-Design Computer-Aided Engineering Design*. Elsevier Inc.
- [2] Heißing, B., Ersoy M. (2011): *Chassis Handbook*. Wiesbaden: Vieweg & Teubner Verlag, Springer Fachmedien.
- [3] Tomaske, W.: Einfluss der Bewegungsinformation auf das Lenkverhalten des Fahrers sowie Folgerungen für die Auslegung von Fahrsimulatoren. Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg. 1983
- [4] Winner, H., Hakuli, S., Lotz, F., Singer, C. (2015): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*, 3. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [5] N.N.: „Hamburg und Vay starten 2022 weltweit ersten und einzigartigen Telefahr-Mobilitätsservice ohne Fahrer im Auto“. Behörde für Verkehr und Mobilitätswende Freie und Hansestadt Hamburg. <https://www.hamburg.de/bvm/medien/15456758/2021-10-10-bvm-elektrischer-sharing-dienst/> 13.10.2021. zuletzt aufgerufen 09.01.2022.
- [6] Chucholowski, F., Tang, T., Linekamp, M. (2014): *Teleoperiertes Fahren - Sichere und robuste Datenverbindungen*. – ATZ elektronik: 1/2014, S.60-63, Wiesbaden

- [7] Tang, T., Chucholowski, F., Linekamp, M. (2014): Teleoperiertes Fahren - Grundlagen und Systementwurf. – ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift: 2/2014, S.30-33, Wiesbaden
- [8] Springer Vieweg (2014): Forschungsprojekt Visio.M. – ATZ extra: 10/2014, Wiesbaden
- [9] Diermeyer, F. et. al. (2011): Der Mensch als Sensor - Der Weg zum teleoperierten Fahren. 12. Braunschweiger Symposium AAET 2011 - Automatisierungssysteme, Assistenzsysteme und eingebettete Systeme für Transportmittel: 09. /10. Februar 2011, DLR Braunschweig Intelligente Transport- und Verkehrssysteme und -dienste Niedersachsen e.V. (Hrsg.)
- [10] Tang, T.: Methods for improving the control of teleoperated vehicles," Dissertation, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, 2015.
- [11] Georg, J.-M., Feiler, J., Diermeyer, F., Lienkamp, M. (2018): Teleoperated Driving, a Key Technology for Automated Driving? Comparison of Actual Test Drives with a Head Mounted Display and Conventional Monitors. In 21st International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC). IEEE, Maui, HI, USA, S.3403 - 3408.

Realistic lab test pattern studies of rotated tread block samples measuring longitudinal and lateral forces on different road surfaces (dry, wet, snow and ice)

Jonas Alexander Heidelberg, Matthias Wangenheim,
Institute for Dynamic and Vibrations Research,
Leibniz Universität Hannover;
Klaus Wiese, Burkhard Wies, Christoph Bederna,
Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover

The target conflicts in tread pattern development of tires to provide maximal force transmission on different surfaces, e.g. snowy and dry roads are well known. Different weather conditions require their own design that considers the main mechanisms acting between the tire tread block and the road surface. The trend to using all season instead of summer and winter tires requires additional investigations to find the best solution considering several different road conditions.

This paper analyzes the influence of the inclination angle of tire tread blocks and its siping philosophy on different surfaces. The tests with various single tread blocks were carried out on the hybrid test rig RePTiL (Realistic Pattern Testing in Lab) at the Institute for Dynamics and Vibration Research of the Leibniz University of Hannover. This test rig allows to mimic the friction process of a tire tread block running through a footprint under driving and braking conditions in the laboratory. Tread blocks with different numbers of sipes were rotated with an angle between 0° to 90° in 15° increments. Parallel siped blocks as well as 0° siping with 45° block angle were also part of the investigation. In order to simulate different road conditions, real road wet and dry asphalt, artificially produced ice and snow tracks were used. For a better understanding of the mechanisms, high-speed images of the same samples sliding over a glass track were taken from below. Forces in all three directions are used for evaluation, and the resulting coefficient of friction is calculated.

The measurement results and videos on the one hand help to understand the influence of an inclination angle of a tread block sample on the friction process and show the different friction mechanisms acting on various surfaces. On the other hand, the results show clear favorites for optimizing performance on single as well as across all surfaces.

¹ Institute for Dynamic and Vibrations Research, An der Universität 1, 30823 Garbsen, Germany, Email: heidelberg@ids.uni-hannover.de, Wangenheim@ids.uni-hannover.de

² Continental Reifen Deutschland GmbH, Jädekamp 30, 30419 Hannover, Email: klaus.wiese@conti.de, christoph.bederna@conti.de, burkhard.wies@conti.de

1. Einleitung

Bei der Entwicklung und der Gestaltung von Reifen und speziell bei der Auslegung der Reifenprofilblöcke auf dem Laufstreifen müssen aufgrund der verschiedenen möglichen Straßenverhältnissen viele Aspekte berücksichtigt werden. Je nach Wetterlage und Untergrund dominieren unterschiedliche Reibmechanismen die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Das Design für wahlweise optimierte Kraftübertragung beim Antreiben oder Bremsen, Rollwiderstand oder Geräusch stehen häufig im Widerspruch. Der sich daraus ergebende Zielkonflikt bei der Entwicklung von Reifenprofilen für eine maximale Kraftübertragung auf unterschiedlichen Oberflächen, z. B. auf verschneiten und trockenen Straßen, ist bekannt. Der Trend zur Verwendung von Ganzjahresreifen anstelle von Sommer- und Winterreifen erfordert zusätzliche Untersuchungen, um die beste Lösung unter Berücksichtigung verschiedener Straßenbedingungen zu finden. In dieser Arbeit wird der Einfluss unterschiedlicher Reifenprofilblöcke anhand von gedrehten Proben und verschiedenen Gestaltungen möglicher Lamellierungen untersucht. Hierfür kommen um die Höhenachse in 15°-Schritten bis zu einer Drehung von 90° gedrehte Proben mit unterschiedlicher Lamellenanzahl zum Einsatz. Die Proben werden auf unterschiedlichen Untergründen am RePTiL-Prüfstand untersucht. Das Ziel ist es den optimalen Reifenprofilblock unter Berücksichtigung der Zielkonflikte auf unterschiedlichen Untergründen herauszuarbeiten.

2. Stand des Wissens

Der Prüfstand RePTiL (Realistic Pattern Testing in Lab) ist ein Hybridprüfstand. Er ermöglicht Reibungsuntersuchungen mit Reifenprofilblöcken auf unterschiedlichen Oberflächen und unter verschiedenen Klimabedingungen und wurde in [1] erstmalig vorgestellt. Der RePTiL ermöglicht lineare Reibungsuntersuchungen und die Nachbildung des Verhaltens des Profilblocks am Reifen während des Ein- und Abrollvorgangs. Der Abrollvorgang wird mit drei Freiheitsgraden beschrieben. Das Abrollen des Reifens wird durch eine vertikale und eine rotatorische Bewegung der Messkapsel durch Servomotoren simuliert. Diese Motoren sind beide separat ansteuerbar. Der dritte Freiheitsgrad wird durch eine horizontale Verschiebung der Oberfläche realisiert. Diese Verschiebung simuliert den Schlupf des Reifens. Die Fahrzeuggeschwindigkeit ist einstellbar von $v_F = 0 \text{ mm/s}$ bis $v_F = 1000 \text{ mm/s}$ mit variablem Schlupfzustand. Die maximale Normalkraft beträgt $F_N = 1000 \text{ N}$. Der RePTiL misst Kräfte in allen drei Raumrichtungen. Zusätzlich wird die vertikale und rotatorische Bewegung der Probe gemessen und aufgezeichnet. Abbildung 1 zeigt

ein Bild des gesamten RePTiL-Prüfstandes.

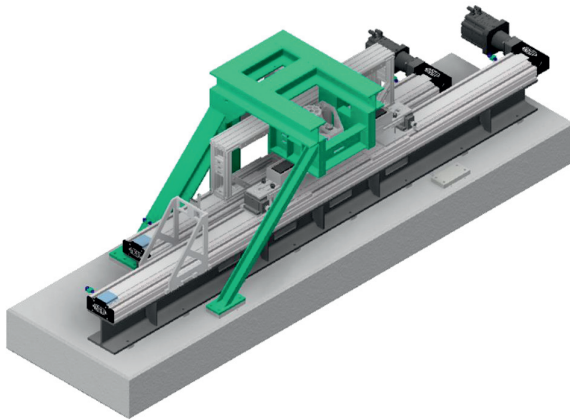


Abbildung 1: Der RePTiL Prüfstand [2]

Der Reibvorgang kann durch vier Phasen beschrieben werden. Phase I und II ist der Einrollvorgang der Probe auf die Oberfläche. Die Probe bewegt sich unter einem definierten Winkel auf die Reibfläche zu. Bei Kontakt mit der Oberfläche wird die Probe auf 0° gedreht, so dass die Probe Plan zur Oberfläche liegt. Nach Abschluss der Drehung folgt Phase III. Die Probe gleitet mit einem konstanten Normkraftniveau über einen definierten Gleitweg über die Oberfläche. In Phase IV wird der Ausrollvorgang simuliert. Die Probe bewegt sich nach oben und dreht sich dabei um einen definierten Winkel von der Fahrbahn weg.

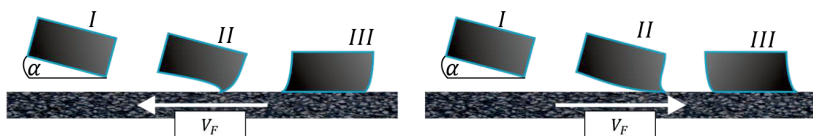


Abbildung 2: Probenbewegung der ersten drei Phasen; Antreiben (links); Bremsen (rechts)

Der RePTiL kann zwischen den beiden Fahrzuständen Traktion und Bremsen unterscheiden. Dies wird durch eine unterschiedliche Fahrtrichtung der Fahrbahn realisiert. Bei Traktion kommt die Probe mit der Vorderkante in Kontakt und die Blockunterseite wird durch die Rotation auf die Oberfläche gedrückt, siehe Abb 2

(links). Beim Bremsen kommt die Probe zuerst mit der Hinterkante in Berührung, siehe Abb. 2 (rechts), da die Belastungsrichtung sich umkehrt.

Der komplette RePTiL-Prüfstand befindet sich in einer Klimakammer. Es können klimatische Bedingungen von $T=-20^{\circ}\text{C}$ bis $T=40^{\circ}\text{C}$ realisiert werden. Damit sind Versuche unter Sommer- und Winterbedingungen möglich. Der RePTiL kann mit verschiedenen Oberflächen wie Asphalt, Glas, Aluminium, Eis und Schnee befahren werden.

Aufgrund der hohen Massen, die in Bewegung gesetzt werden müssen, ist der RePTiL in seiner Fahrgeschwindigkeit begrenzt. Durch die geringe Geschwindigkeit werden ggf. geschwindigkeitsabhängige Mechanismen, wie der „Squeeze out“ oder die Hysteresereibung falsch gewichtet. Außerdem kann derzeit immer nur ein Reifenprofilblock gleichzeitig untersucht werden. Thermische Effekte, die sich innerhalb eines Reifenfootprints auf der Fahrbahn akkumulieren durch das Überlaufen mehrerer Profilklotze in kurzem zeitlichen Abstand an derselben Stelle der Fahrbahn, wie zb. das Aufschmelzen des Eises, werden ebenfalls nicht abgebildet. Die Ergebnisse sind daher nicht 1:1 auf den realen Reifen übertragbar. Sie liefern jedoch wichtige Hinweise und Hypothesen für die Optimierung der Kraftübertragung durch ein optimales Design des Profilblocks auf verschiedenen Oberflächen

2.1 Reibmechanismen auf unterschiedlichen Oberflächen

Wenn Gummi mit einer Oberfläche in Kontakt kommt, können je nach Oberfläche unterschiedliche Reibungsphänomene beobachtet werden. Die wichtigsten Phänomene für die in dieser Arbeit verwendeten Oberflächen werden im Folgenden kurz erläutert.

Gummi - Schnee

Auf einer reinen Schneeoberfläche, zum Beispiel auf einer künstlich hergestellten Schneebahn aus hart gepresstem Schnee, sind Adhäsion und Kohäsion die Reibung bestimmenden Effekte. Adhäsion beschreibt die molekulare Bindung und die daraus resultierende Reibungskraft zwischen Schnee und Gummi. Die Kohäsion beschreibt das Aufbrechen der Bindungen innerhalb des Schneekristallnetzes. Der Anteil der Kohäsion an der Gesamtreibkraft, die durch einen Profilklotz auf Schnee übertragen wird, steigt im Vergleich zur Adhäsion mit steigendem Schlupf. Ausführliche

Untersuchungen zum Thema Schneefräsen mit Reifenprofilblöcken finden sich u.a in [2] und [3].

Gummi - glattes Eis

Auf einer glatten Eisoberfläche ist die viskose Reibung aufgrund der bereits vorhandenen und durch Aufschmelzen zusätzlich entstehenden Flüssigkeitsschicht, dem sogenannten „Liquid Layer“, dominant. Die durch das Schmelzen des Eises entstandene Flüssigkeitsschicht kann durch Wischen der Blockelementkanten in ihrer Höhe reduziert werden. Dies erhöht die Kraftübertragung durch eine erhöhte Scherspannung in der Zwischenschicht [4].

Gummi - raues Eis

Auf rauem Eis spielen eine Reihe von Reibungseffekten eine Rolle. Zu nennen sind hier Hysterese, Adhäsion, viskose Reibung und die Verzahnung oder auch Interlocking genannt. Je nach den Fahrbedingungen und dem Zustand der Fahrbahn dominiert der eine oder andere Effekt [5].

Gummi - nasses Glas

Auf nassem Glas beeinflussen die viskose Reibung, die Adhäsion und der „Squeeze-out“-Effekt die Reibung. Der „Squeeze-Out“-Effekt tritt vor allem beim Bremsen auf und beschreibt die Verdrängung von Wasser durch das Aufdrücken des Gummiblocks auf die nasse Oberfläche. Auch auf nassem Glas können Blockkanten die Reibung erhöhen, indem sie Wasser aus dem Gleitweg wischen und somit den Kontaktbereich für das folgende Gummi trockenwischen.

Gummi - nasser Asphalt

Auf nassem Asphalt sind sowohl die Wechselwirkung des Gummis mit dem Wasser als auch die des Gummis mit dem Asphalt von Bedeutung. Das Wasser verursacht viskose Reibung und einen „Squeeze-out“-Effekte. Da die raue Oberfläche des Asphalts das Verdrängen des Wassers aus dem Kontakt erleichtern, hat das Wasser erst bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten einen sichtbaren Einfluss. Die Reibung zwischen Asphalt und Gummi entsteht bei langsamen Geschwindigkeiten hauptsächlich durch Hysterese. Da Asphalt eine auch makroskopisch raue Oberfläche ist, kommt auch hier das Interlocking der Profilblockelementkanten zum Tragen.

Gummi - trockener Asphalt

Die Reibung auf trockenem Asphalt wird ähnlich wie bei nassem Asphalt durch Hysterese, Adhäsion und Interlocking bestimmt. Je nach Beschaffenheit des Asphalts wird auch dieser einen Einfluss haben.

3. Messaufbau

Für die Versuche wurden Proben mit den Abmessungen B (Breite), L (Länge) und H (Höhe) verwendet, siehe Abb 3.

Die Bezeichnung der Proben leitet sich aus der Anzahl an Lamellen (s = sipes) und dem Winkel (deg = degree) ab. Die Proben werden in den Kraftkurven abgekürzt bezeichnet. Probenamen setzen sich aus „[Lamellenzahl]s [Winkeldrehung]deg“ zusammen. So bezeichnet, z.b. die Kennung „2s30deg“ eine Probe mit 2 Lamellen und 30° Drehung.

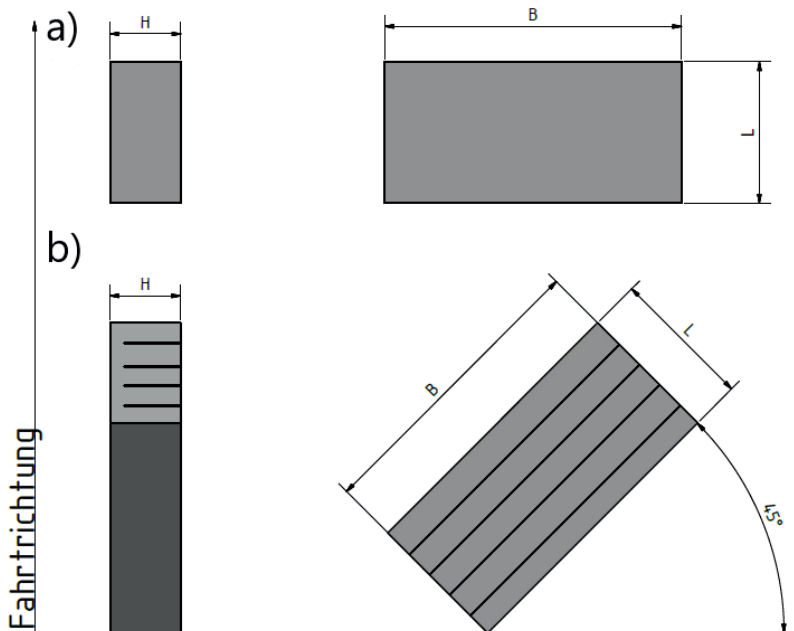


Abbildung 3: Proben Geometrien: a) 0° Blockprobe (0s0deg); b) 45° Blockprobe mit 4 Lamellen (4s45deg)

Die Proben sind alle mit der gleichen PKW-Laufstreifenmischung gefertigt. Es wurden Proben mit 0 bis 4 Lamellen und mit Winkeln von 0° bis 90° in 15°-Schritten verwendet.

Alle Proben wurden auf trockenem und nassem Glas sowie auf Asphalt unter Traktion und Bremsen mit mind. drei Wiederholungen gefahren. Auf nassem und trockenem Glas wurden gleichzeitig Hochgeschwindigkeitsaufnahmen von der Unterseite der Probe mit einer Spiegelbahn gemacht. Glas und Asphalt wurden bei Raumtemperatur mit 30 % Schlupf für beide Fahrbedingungen gefahren. Die meisten Proben wurden auch auf glattem und rauem Eis für Traktion und Bremsen gefahren. Darüber hinaus wurden die Proben auf einer künstlich hergestellten Schneebahn unter Traktion gefahren. Die Herstellung der Schneebahn erfolgt in einem am Institut eigens für diesen Zweck entwickelten Verfahren und wird in [6] ausführlich beschrieben. Eis und Schnee wurden bei einer Temperatur von -7°C getestet. Die Fahrbedingungen für die unterschiedlichen Oberflächen sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Oberfläche	Kontaktlänge [mm]	Kontaktzeit [ms]	Schlupf [%]	Fahrzustand
Eis	45	1300	20	Antreiben
Eis	58	1900	20	Bremsen
Schnee	45	1300	20	Antreiben
Schnee	58	1900	20	Bremsen
Glas	55	1200	30	Antreiben
Glas	84	2100	30	Bremsen
Asphalt	55	1200	30	Antreiben
Asphalt	84	2100	30	Bremsen

Für die Auswertung der Performance werden die Kraftsignale und die daraus resultierenden Mü-Werte nur in einem eingeschränkten Bereich benutzt. Die im Folgenden gezeigten Kraftverläufe bzw. Reibkoeffizienten sind gemittelte Werte aus mindestens fünf Messungen. Das Ein- und Ausrollen wird für die Berechnung des Mittelwerts des Reibkoeffizienten nicht berücksichtigt, hat aber einen signifikanten Einfluss auf die Kraftverläufe.

4. Ergebnisse

Im Folgenden werden ausgesuchte Ergebnisse der Studie vorgestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit wird der durchschnittliche Reibwert über eine definierte Reibstrecke für die Proben bestimmt. Diese Reibstrecke beinhaltet nicht das Ein- und Ausdrehen der Probe in bzw. aus dem Kontakt. Als Referenz mit 100% Performance auf der je nach Unterkapitel betrachteten Oberfläche dient, sollte es nicht anders angegeben sein, die 0°-Probe mit 3 Lamellen (3s0deg). Beispielhafte aus den Wiederholungen gemittelte Kraftverläufe werden später z.b. in Abb. 7. dargestellt.

4.1 Schnee

Die Reibung eines Reifenprofilklotzes auf einer hart gepressten Schneebahn, wie man sie auf Straßen findet, wird durch die Kohäsion des Schnees, also das Zerspanen des Schnees bei gleichzeitigem Eindringen des Profilblocks in den Schnee, dominiert. Der Fräseffekte des Profilklotzes wird durch die Anzahl der Fräskanten des Gesamtblocks beeinflusst. Mehr Lamellen führen zu einer höheren Fräswirkung aufgrund von mehr Fräskanten. Gleichzeitig verringern Lamellen die Gesamtsteifigkeit des Profilblocks, was zu einem Verkippen des Blocks führt. Ist diese Verkippung zu groß, gleitet der Block über die Oberfläche anstatt sich in sie hineinzufräsen. Drei Lamellen stellen auf Schnee in unseren Untersuchungen das Optimum bei Variation der Anzahl der Lamellen dar und werden daher im Folgenden näher betrachtet.

In Abb. 4 ist die Reibkraft für unterschiedliche Drehung einer dreifach lamellierten Probe in Prozent dargestellt.

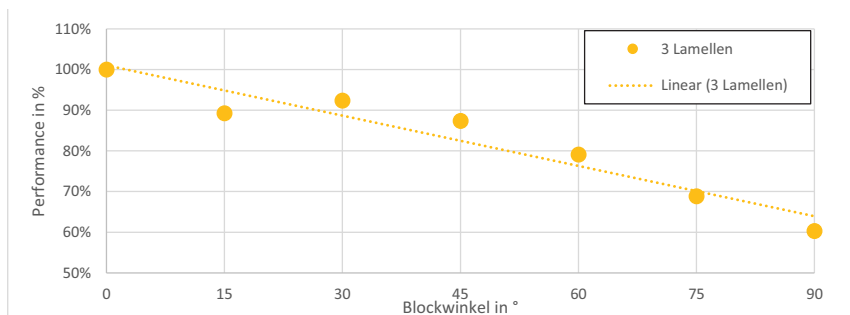


Abbildung 4: Performance einer Probe mit drei Lamellen unter Variation des Probenwinkels auf Schnee

Die Ergebnisse zeigen, dass die Performance mit steigendem Probenwinkel abfällt. Durch Drehung der Probe wird die Fräswirkung der Probenkante in Fahrtrichtung geschwächt. Gleichzeitig steigt die Lateralkraft mit Drehung der Probe, siehe Abb. 5.

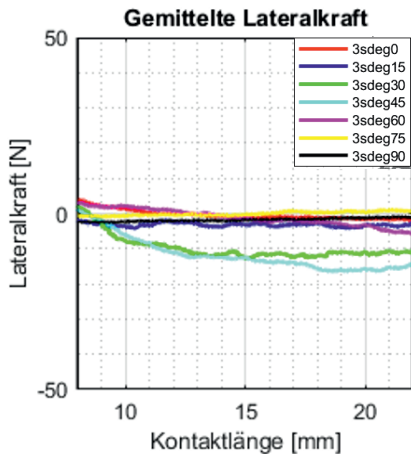


Abbildung 5: Lateralkraft von Proben mit drei Lamellen unter Variation des Probenwinkels auf Schnee

Für 30° und 45° ist ein Anstieg auf ein konstantes Niveau zu erkennen. Die Lateralkraft und das konstante Niveau entstehen durch die Bewegung des Schnees entlang der Kanten. Für sehr wenig (0°, 15°) oder sehr stark (75°, 90°) gedrehte Proben sind keine signifikanten Lateralkräfte erkennbar. Die Größenordnung der Lateralkraft liegt nicht in der Größenordnung der Reibkraft. Insgesamt ergibt sich kein Vorteil durch die Drehung der Probe auf einer künstlich hergestellten Schneebahn.

Glattes und raues Eis

Auf glattem Eis zeigt sich aufgrund der langsamen Geschwindigkeiten und da nur ein Profilklotz verwendet wird, kein Vorteil für eine Lamellierung des Blocks, siehe Abb. 6, vgl. [4]. Der Reibkoeffizient sinkt für raues und glattes Eis mit steigender Lamellenzahl ab. Bei 3 Lamellen zeigt sich ein lokales Maximum. Auffällig ist die Trendumkehr beim Übergang von einer auf zwei Lamellen im Ranking glattes Eis zu raues Eis. Der Reibwert ist bei glattem Eis für die Proben mit keiner oder einer Lamelle größer als auf der rauen Fahrbahn. Für zwei oder mehr lamellierte Proben ist der Reibwert auf der rauen Fahrbahn höher. Die Performance der lamellierten Proben ist auf rauem Eis besser als auf glattem, da sie sich durch ihre geringere Steifigkeit besser an die Fahrbahntextur anpassen und durch die höhere Kantenzahl mehr Kanten zum „Interlocking“ mit dem Eis besitzen. Die Drehung der Probe erwirkt keine Performanceverbesserung.

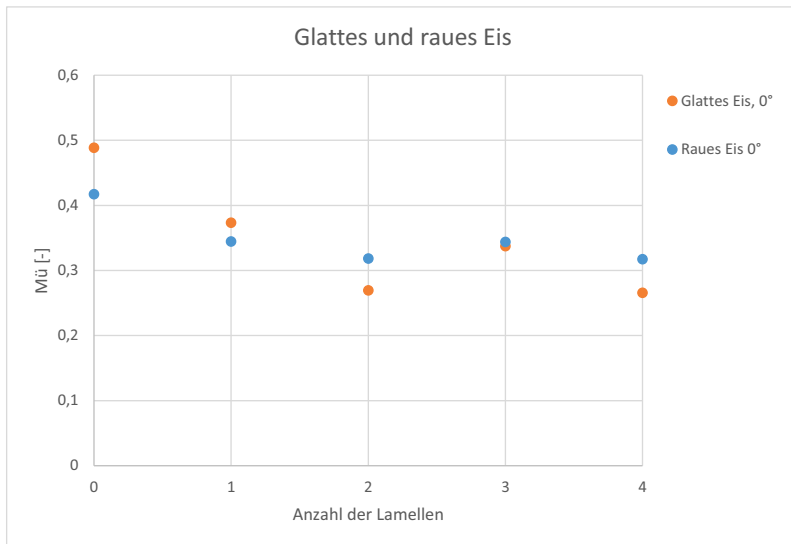


Abbildung 6: Variation der Lamellenzahl auf glattem und rauem Eis

Nasses Glas

Bei Glas fällt auf, dass sich je nach Fahrzustand der Kraftaufbau im Anfangsbereich unterschiedlich verhält. In Abb. 7 sind die durchschnittlichen Reibkräfte und Reibkoeffizienten für eine einfach lamellierte Probe mit unterschiedlichem Winkel auf einer nassen Glasbahn dargestellt.

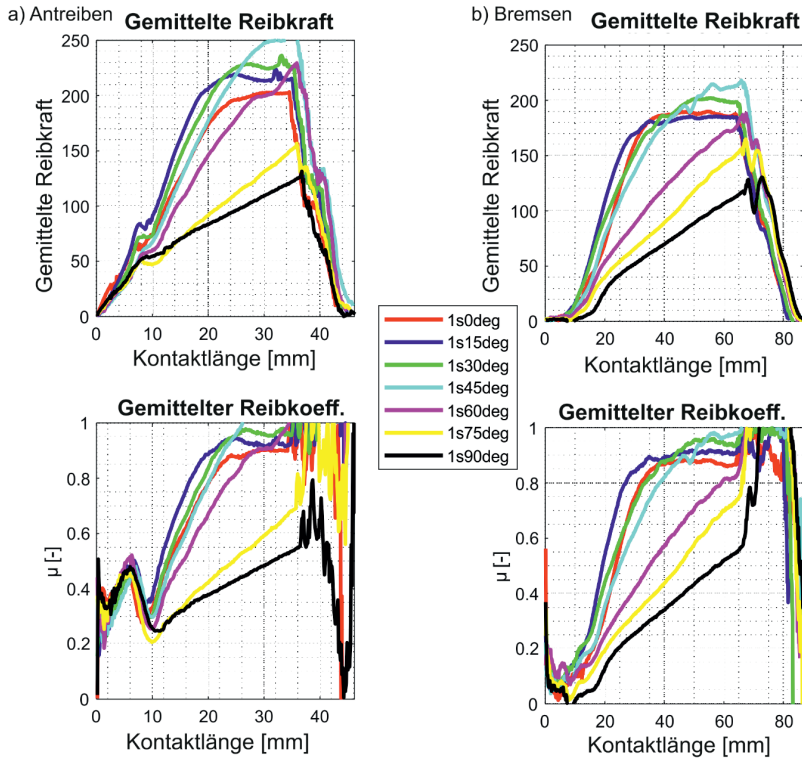


Abbildung 7: Kraft- und Mü-Verläufe für a) Anreiben und b) Bremsen auf nassem Glas für unterschiedliche Probenwinkel mit einer Lamelle

Während beim Anreiben die Reibkraft von Kontaktbeginn an steigt (links oben), ist beim Bremsen auf den etwa ersten 10mm kaum ein Reibkraftanstieg zu sehen (rechts oben). Dies ist auf die unterschiedlichen Absetzvorgänge zurückzuführen. Beim Anreiben wird das Wasser durch die Vorderkante zur Seite gewischt und die Probe kann von Beginn auf Reibkraft aufbauen. Beim Bremsen wird die Hinterkante zuerst aufgesetzt, was dazu führt, dass die komplette Probe in Wasser absetzt. Dieses Wasser muss erst verdrängt, werden um signifikante Kraft aufzubauen.

Der Kraftaufbau als solcher ähnelt sich für beide Fahrzustände. Für kleine Winkeldrehungen ist eine Verbesserung des Kraftaufbaus sichtbar. Durch geringe

Drehung des Blocks wird auf der einen Seite das Wasser auch seitlich an der Probe vorbeigeführt, auf der anderen Seite bildet sich beim Absetzen und im Folgenden Gleiten durch die vordere Ecke schneller eine trockene Zone aus, siehe Abb. 8.

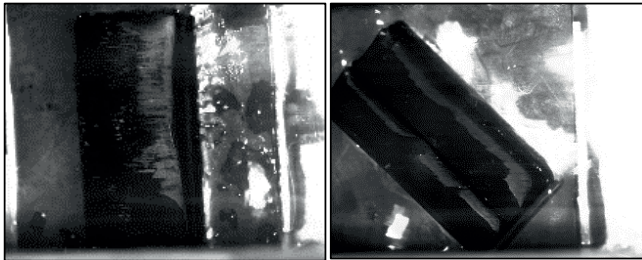


Abbildung 8: Ausbildung von trockenen Zonen auf einer nassen Glasfläche mit a) 0°-Probe ohne Lamelle und b) 45°-Probe mit einer Lamelle

Die Lamellen sorgen dafür, dass das Wasser aus dem Kontakt gewischt wird und erhöhen somit den Reibanteil Gummi-Glass bei der Gesamtreibung. Dadurch steigt die Gesamtreibung.

Durch die langsame Gleitgeschwindigkeit zeigt sich für mehrere Lamellen kein weiterer Vorteil, siehe Abb. 9.

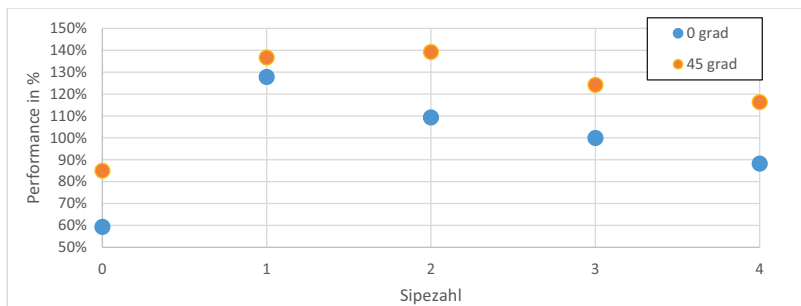


Abbildung 9: Performancevergleich von unterschiedlichen Lamellenanzahlen auf nassem Glas für 0°- und 45°-Proben

Die stärkere Biegung der Blockelemente und der Kontaktflächenverlust durch mehr Lamellen führt bei langsamer Gleitgeschwindigkeit und unter Einsatz von einem einzelnen Block zum Abfall der Performance. Durch die Winkeldrehung auf 45° wird

die Blocksteifigkeit in Fahrtrichtung erhöht, was dem Kontaktflächenverlust reduziert und zu einer besseren Performance führt.

Nasser/trockener Asphalt

Auf Asphalt ist die Wirkung von Wasser auf dem Asphalt aufgrund der geringen Geschwindigkeit nur marginal. Das Wasser kann durch die Asperitäten des Asphalts aus der Kontaktzone gedrückt werden. Daher werden die Ergebnisse für nassen und trockenen Asphalt an dieser Stelle zusammengefasst vorgestellt.

In Abb. 10 sind die durchschnittlichen Reibkräfte und Reibkoeffizienten für dreifach-lamellierte Proben mit unterschiedlichem Winkel auf einer nassen Asphaltbahn dargestellt.

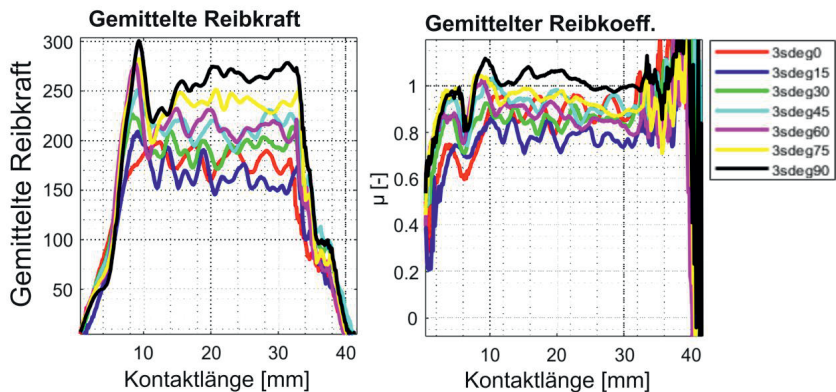


Abbildung 10: Reibkraft und –koeffizient für eine dreifach lamellierte Probe mit unterschiedlichem Winkel auf nassem Asphalt

Die Schwankungen sind das Resultat der Asperitäten des Asphalts. Die Probe kann sich je nach Geometrie besser an die Unebenheiten der Oberfläche anpassen. Auf Asphalt ist auf der einen Seite die Steifigkeit der Probe in Fahrtrichtung ausschlaggebend für eine hohe Reibkraft. Gleichzeitig weisen die Schwankungen auch auf den Einfluss des Interlockings der Proben hin. Vorallem der initiale Ausschlag der Reibkraft bei etwa 12 mm Kontaktlänge ist bei höher gedrehten respektive steiferen Proben deutlich erhöht. Die Vorderkante der Probe wird durch die Winkeldrehung weggesteuert auf die Asphaltoberfläche eingedreht und verzahnt

mit den Unebenheiten der Bahn. Beim Gleiten über den Asphalt hat die steifere Probe eine im Mittel höhere Reibkraft, die Reibkraft zeigt aber deutlich weniger Schwankungen, da die schmalere Vorderkante weniger am Asphalt verzahnen kann. Steifigkeit und Interlockingpotential führen hier zu einem Zielkonflikt bei Gestaltung des Profils. In der Gesamtübersicht zeigt sich, dass eine höhere Drehung der Probe zu einer höheren Performance führt, siehe Abb 11.

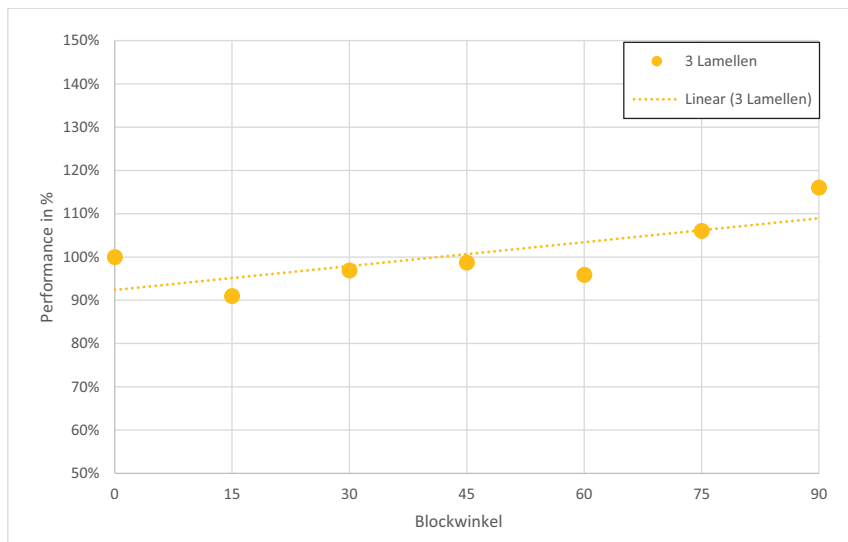


Abbildung 11: Performance einer Probe mit drei Lamellen unter Variation des Probenwinkels auf nassem Asphalt

Betrachtung des Zielkonfliktes für optimale Performance auf unterschiedlichen Oberflächen

Bei Vergleich der Ergebnisse zeigen sich unterschiedliche Proben als Optimum auf den verschiedenen Oberflächen.

Um die Proben unter Berücksichtigung ihrer Performance auf den verschiedenen Untergründen besser vergleichen zu können, wird eine mittlere Performance für jede Probe errechnet. Die mittlere Performance stellt hier den Mittelwert der Performance jeder Probe auf den verschiedenen Untergründen dar. Die Performance

wird dabei, wie in Kapitel 3 beschrieben, im Vergleich zur Referenzprobe mit drei Lamellen ohne Winkeldrehung berechnet.

Eine Gewichtung wird nicht vorgesehen. Jede Oberfläche geht gleich in die Bewertung der Proben ein.

Als Optimum mit einer durchschnittlichen Performance von 108% stellte sich die einfach lamellierte Probe mit 45°-Drehung heraus. Diese löst die Zielkonflikte aus Steifigkeit und dazugehöriger Kontaktfläche, Verzahnung bzw. Interlocking, Wischeffekten und Ausquetschvorgängen von Wasser unter den hier getesteten Bedingungen am besten.

Zusammenfassung

In dieser wissenschaftlichen Ausarbeitung wurde der Einfluss der Variation der Lamellenzahl und der Drehung eines Reifenprofilblocks um die Hochachse auf die Reibperformance untersucht. Zu diesem Zweck kam der Hybridprüfstand RePTiL zum Einsatz. In diesem Prüfstand können verschiedene Oberflächen bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt von Wasser, wie künstlich hergestellte Schnee- und Eisbahnen, oder auch Oberflächen wie Asphalt oder Glas bei Raumtemperaturen untersucht werden. Die untersuchten Oberflächen sind Schnee, Eis (glatt und rau), Glas (nass) und Asphalt (nass und trocken). Die Proben wurden bei vergleichsweise langsamen Geschwindigkeiten und unter langen Gleitwegen untersucht. Ein Übertrag 1:1 von Ergebnisse auf Reifen ist daher nicht möglich, wohl aber können Erkenntnisse zu den einzelnen Reibmechanismen durch das Verhalten der Proben auf unterschiedlichen Untergründen gewonnen bzw. überprüft werden.

Die Ergebnisse zeigen, dass je nach Untergrund andere Reibmechanismen die Performance dominieren.

Für Schnee fällt die Performance mit Drehung der Probe ab. Das Optimum ist auf Schnee eine 3-fach lamellierte Probe ohne Drehung um die Hochachse. Auf Eis zeigte sich eine Trendumkehr beim Vergleich der Performance je Probe mit verschiedener Lamellenanzahl auf rauem oder glattem Eis. Ein Optimum ist aufgrund der langsamen Geschwindigkeiten an dieser Stelle nicht sinnvoll zu benennen. Auf nassem Glas unterscheiden sich Verläufe des Aufbaus der Reibkraft je nach Fahrzustand. Lamellen und eine Drehung um die Hochachse unterstützen das Freiwischen der Kontaktfläche, was in einem Optimum für eine einfach lamellierte Probe mit 15° Winkel resultiert. Asphalt hat einen klaren Einfluss durch Interlocking

und die Reibung kann durch in Fahrtrichtung steife Proben optimiert werden. Das Optimum ist hier eine 90° gedrehte Probe mit drei Lamellen.

Bei Betrachtung des Zielkonflikts stellte sich in dieser Untersuchung die einfach lamellierte Probe mit einer Drehung von 45° als Optimum für alle Oberflächen heraus.

Literatur

- [1] LINKE, T.; WANGENHEIM, M.; WIESE, K.: Ein neuer Laborprüfstand zur Bewertung von einzelnen Reifenprofilklötzen; 16. Internationale VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2017, Seite 257 - 270
- [2] LINKE, T.: Untersuchung der Kraftübertragung lamellierter Reifenprofilklötze auf Schneefahrbahnen; Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 2019
- [3] LINKE, T.; WANGENHEIM, M.; WIESE, K.; WALLASCHEK, J.; WIES, B.: Investigation of snow milling mechanics to optimize winter tire traction; In: Tire Science and Technology 45 (2017)
- [4] ZELLER, H.; PRANGE, C.; WIESE, K.; WIES, B.: Effizientes Vorhersagetool für Bremsseigenschaften von Reifen auf glattem Eis – ein physikalischer Ansatz; 16. Internationale VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2017, Seite 47-56
- [5] LIND, H.: Experimentelle und modellbasierte Untersuchung der Reibmechanismen von Reifenprofilklotzproben auf rauen Fahrbahnoberflächen. Dissertation, PZH-Verlag, TEWISS - Technik und Wissen GmbH and TEWISS - Technik und Wissen GmbH, Garbsen, 2017
- [6] HINDEMITH, M.; HEIDELBERGER, J.; WANGENHEIM, M.: Investigation of the Influence of Snow Track Density on Tire Tread Block Traction by Experiments and DEMs Simulation. In: The Tire Society 39 (2020)

Use of driving simulators in chassis development – applications and potentials

Prof. **Bernhard Schick**, **Maximilian Böhle**,
Hochschule Kempten;
Prof. **Peter Pfeffer**, **Matthias Niegl**,
MdynamiX AG, München;
Stefan Vorderobermeier,
AB Dynamics Europe, Gießen

Abstract

The disruptive change of the future vehicle fleet, new technologies and short development times challenge the entire automotive industry. Every test drive and every test kilometer is cost-intensive and, on top of that, in some cases hardly feasible for safety reasons. The goal is crystal clear: to shift development more and more to simulation and reduce the number of prototypes. However, the real driving experience in a road test still offers essential insights for engineers and management. Driving simulators have the potential to bridge these gaps. They can create the possibility for engineers and test subjects to experience the subjective driving impressions of new functions, systems and driving attributes already in the virtual phase. In order to achieve a comparable driving experience on a driving simulator and thus a comparable evaluation result with the driving test, the methods as well the driving simulator environment must be aligned with the targeted applications and use cases. Kempten University of Applied Sciences has set up a novel dynamic driving simulator from AB Dynamics (ABD). Together with research and technology partners, technologies and methods are being further developed on this basis in order to achieve the above-mentioned goal. The paper presents potential, methods as well as use cases relevant for chassis development. The paper also gives a first-hand account of the experience.

Kurzfassung

Der disruptive Wandel der zukünftigen Fahrzeugflotte, neue Technologien und kurze Entwicklungszeiten fordern die gesamte Automobilindustrie heraus. Jede Testfahrt und jeder Testkilometer ist kostenintensiv und zudem in manchen Fällen aus Sicherheitsgründen kaum machbar. Das Ziel ist klar: die Entwicklung immer mehr in die Simulation zu verlagern und die Anzahl der Prototypen zu reduzieren. Dennoch bietet das reale Fahrerlebnis im Fahrversuch nach wie

vor wesentliche Erkenntnisse für Ingenieure und Management. Fahrsimulatoren haben das Potenzial, diese Lücken zu schließen. Sie können Ingenieuren und Testpersonen die Möglichkeit geben, die subjektiven Fahreindrücke neuer Funktionen, Systeme und Fahreigenschaften bereits in der virtuellen Phase zu erleben. Um ein vergleichbares Fahrerlebnis am Fahrsimulator und damit ein vergleichbares Evaluationsergebnis mit dem Fahrversuch zu erreichen, müssen sowohl die Methoden als auch die Fahrsimulatorumgebung auf die angestrebten Anwendungsfälle abgestimmt sein. Die Hochschule Kempten hat einen neuartigen dynamischen Fahrsimulator von ABD aufgebaut. Gemeinsam mit Forschungs- und Technologiepartnern werden auf dieser Basis Technologien und Methoden weiterentwickelt, um das o.g. Ziel zu erreichen. Der Beitrag stellt die für die Fahrwerksentwicklung relevanten Potenziale und Methoden sowie Anwendungsfälle vor. Darüber hinaus wird ein Erfahrungsbericht aus erster Hand gegeben.

1. Motivation

There is a consensus among experts that mastering the development effort of future mobility can only be achieved through significantly more simulation. Every test drive and every test kilometer is cost-intensive and, on top of that, in some cases hardly feasible for safety reasons. However, the road test provides the development engineer with a subjective driving experience from the customer's point of view. This provides very important insights to be able to achieve the brand goals of driving characteristics for the customers [1]. When using virtual methods, this reference is more and more lost and leads to an "alienation" from the real driving experience between the later users of the systems and their developers. Today, simulation reaches its limits when the subjective judgment of engineers and test persons in the vehicle is decisive [2]. Wrong decisions, undesirable developments and their late detection usually result in lengthy and expensive development loops and thus reduce competitiveness. In addition, many driving characteristics cannot yet be reliably evaluated and aligned by means of KPIs, and the achievement of objectives in the development process cannot be tracked. Today, the evaluation and assessment of the expert in the vehicle cannot be dispensed with. In the young innovation field of automated driving, KPI's for driving characteristics are almost completely missing today [3]. Thus, a transfer to simulation in the early phase of development is not possible today in many cases. In addition, test subjects and thus the user's point of view cannot be included in the development at this early stage. In addition, there is a high motivation to carry out certain technology evaluations, development progress and coordination scopes in the early phase. The aim is to bring more certainty to decisions and also to be able to increase the degree of maturity even before the first prototype vehicles are ready.

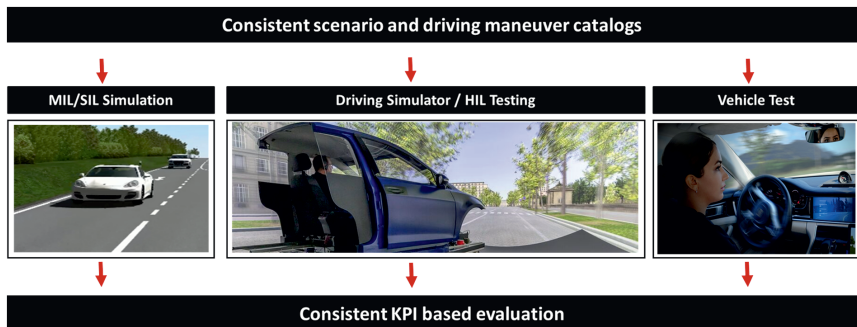


Fig. 1: Consistent tool chain for human-centered development

Recently the trend of driving simulators with driver in the loop (DiL) integration in the development process has become more and more visible. BMW opened a completely new simulation center, Daimler and Toyota have already had theirs in operation for some years. The potential is high, however, the researchers and developers are not given anything. The methods and processes must be worked out very hard, use case after use case. Another realization has emerged that the simulators must be optimized for specific use cases: not all simulators are the same, have very different performance characteristics, advantages and disadvantages. There is no such thing as one simulator fits all. This paper aims to present an overview, approaches and important findings from various applications related to chassis and vehicle dynamics development.

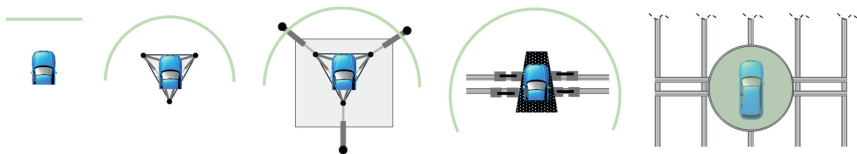


Fig. 2: Simulator with different configurations

2. Concept of a highly dynamic driving simulator

In 2020, Kempten University of Applied Sciences installed a dynamic driving simulator with a novel six-degree-of-freedom motion system consisting of eight linear actuators moving a motion platform with a complete vehicle cockpit (Fig. 2 second from right, Fig. 3). This concept provides exceptionally high motion platform dynamics of up to 50 Hz and can thus represent

lateral and vertical dynamics very realistically. The simulator was originally developed for F1 racing and is used by numerous F1 and motorsport teams, among others. It was further developed and industrialized as aVDS by ABD for vehicle development. rFpro provides brilliant and low-latency environmental simulation at up to 240 Hz and represents public roads and test tracks as digital twins [4] [5].



Fig. 3: Advanced Vehicle Driving Simulator (aVDS) at University of Applied Sciences Kempten

For the selection, the high dynamics, especially yawing out of the on-center area, the range of motion and the option to incorporate real components such as steering and brakes system with controls were of high importance. For this, the masses and inertias must be extremely low and sophisticated kinematics with a spring/damper concept and the controls of the motion platform must provide the dynamics.

Tab. 1: Performance data of the aVDS motion platform

Degree of Freedom	Effective travel	-3dB frequency band
Surge (translation in X)	$\pm 540\text{ mm}$	$> 15\text{ Hz}$
Sway (translation in Y)	$\pm 1250\text{ mm}$	$> 35\text{ Hz}$
Heave (translation in Z)	$\pm 120\text{ mm}$	$> 50\text{ Hz}$
Roll (rotation around X)	$\pm 8^\circ$	$> 50\text{ Hz}$
Pitch (rotation around Y)	$\pm 9^\circ$	$> 50\text{ Hz}$
Yaw (rotation around Z)	$\pm 30^\circ$	$> 35\text{ Hz}$

Due to the exceptionally high dynamic performance of the motion platform (Tab. 1), the application fields of this system range from classical vehicle dynamics application and tuning over misuse testing and virtual FMEA, comfort investigations to ADAS applications and subject studies. The system is highly modular with regards to both hardware, software and simulation components and allows the integration of different hardware setups, such as specific cockpits or steering systems, as well as software components and model environments, e.g. complex multi-body vehicle and tire models.

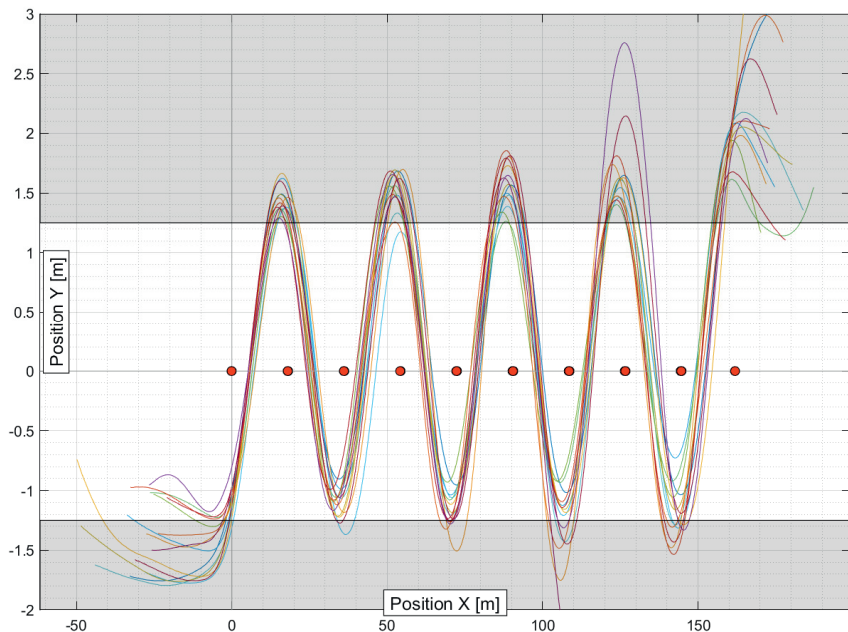


Fig. 4: Exemplary trajectories recorded from a real vehicle performing an 18 m slalom with cone positions (red) and static motion envelope of the aVDS (grey) for 1:1 motion scaling [4]

Fig. 4 further demonstrates the aVDS's capabilities regarding the available static motion envelope. The trajectories recorded from real vehicle measurements of different non-expert drivers performing an 18 m slalom show that due to the effective motion platform travel of 2.5 m, considerable parts of the calculated vehicle model, motion can be represented without the

need for scaling [4]. As part of a validation study, various driving maneuvers such as slalom, ISO lane change and entering a curve were investigated. The aim was to check the correspondence between driving strategies and vehicle behavior of test drivers in the simulator and road test up to the limit. Tab. 2 shows the high level of agreement based on relevant objective KPIs in the driving maneuver slalom [5].

Tab. 2: Validation results road testing (slalom) vs. driving simulator (average of test drivers)

	Simulator	Road Test	RE [%]
mean steering angle effort [°]	117,145	112,546	4,1
mean yaw gain [1/s]	0,312	0,293	6,5
mean lateral acc. gain [m/(s²*deg)]	0,084	0,089	5,6
mean side slip gradient [deg/s]	1,070	1,195	10,5
maximum side slip angle [deg]	1,041	1,002	3,9

3. Methods and applications

The exceptionally large effective range and motion dynamics [4] of the aVDS enables diverse applications such as vehicle dynamics, ADAS/AD, HMI, and functional safety development [4] [5]. Due to the great strengths in lateral and vertical dynamics, the application and use cases focus accordingly (Fig. 5). In the first steps, the vehicle dynamics disciplines were worked out since these also represent the basis for the use cases in the ADAS/AD area.

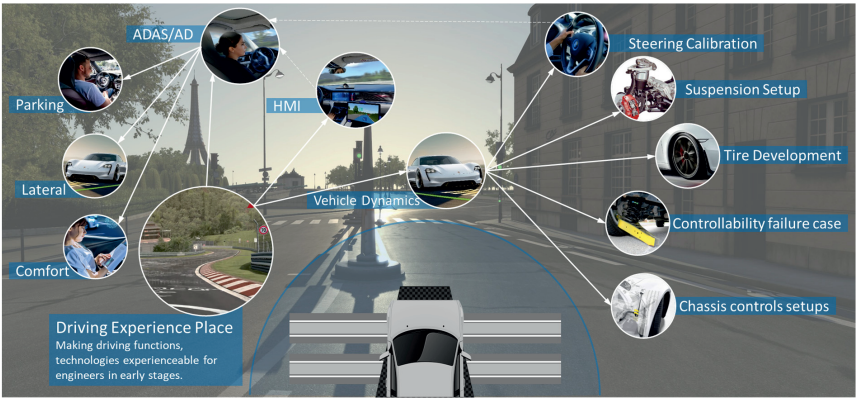


Fig. 5: Overview of application/use cases

The use of the simulator for controllability analyzes with potential mechanical [5] [6] and electrical failures is very interesting. Real tests are risky and often cannot be presented comprehensively. Some specific applications and use cases are presented more detailed below.

3.1 Steering evaluation and application

In collaboration with development and application engineers, steering evaluation and steering application was quickly selected as a potential use case. Steering is a typical carry-over part and is available in hardware long before the first vehicle prototypes are available. In addition, the evaluation and application effort with its large maps and driving conditions is quite enormous for many vehicle variants. In particular, the fine differences in on-center behavior require concentrated and lengthy work. Perfect tuning is not expected here. Rather, the aim is to increase the degree of maturity in such a way that the effort required later in the vehicle is significantly reduced. The first approach tried to integrate the steering behavior with the Pfeffer steering model, the force-feedback actuator and the corresponding ECU function as software-in-the-loop (SIL). However, this proved to be extremely difficult in terms of numerical and controller stability. In this context, extreme requirements were found for the steering angle resolution, which are currently not available. In addition, the ECU function behaves significantly differently with a virtual, idealized torsion bar in comparison with the real one. There is still considerable need for development here, which has been started.

In addition, the question always remains whether the SIL-based steering simulation behave and feels the same as the real steering. For confidence, it would be much better if the application engineers could see their components and work directly on the ECU in the familiar application environment. As a result of the close cooperation with MdynamiX, an actuator module with an intelligent control unit, so called MXsteerHIL, was developed in which the complete steering system can be integrated in the aVDS. The necessary CAN or CAN FD restbus signals are supplied from the vehicle model. The rack travel is measured at the actuator module and the calculated rack forces up to 16 kN and sustained forces of up to 8.7 kN are transmitted to the steering system by the rack force actuator shown in Fig. 6 [4]. The maximum rack travel velocity of 250 mm/s well exceeds typical input velocities even in vehicle dynamics or misuse applications up to 1800° steering angle speed. The intelligent, model-based control of the actuator with the range of functions guarantee a realistic steering feel. The version shown in Fig. 6 for the use on a dynamic driving simulator uses a weight optimized frame resulting in a total weight of less than 24 kg. Due to the low actuator height, rack, (dual) pinion and column EPS

systems can be mounted in the simulator cockpit in the same position as in the original vehicle. This is important to correctly represent the transfer behavior of the steering column joints and additionally provides benefits for the dynamic platform response.

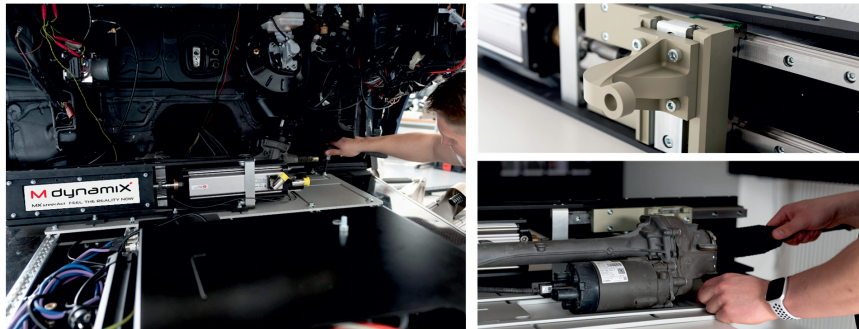


Fig. 6: MXsteerHIL rack force actuator for EPS steering system integration on aVDS

The resulting rack forces are measured via a load cell which provides a full state feedback for the model-based force controller running at 4 kHz in a time-synchronized EtherCAT network. The vehicle model environment is IPG CarMakerHiL, the signals of the steering interface are exchanged via shared memory in a simulation cycle of 1 kHz. The tires are modeled using a validated MFTire dataset. The axle kinematics are separated at the rack, thus the rack and column dynamics are not handled by the vehicle model, but entirely by the separate steering model or the corresponding HiL representation.

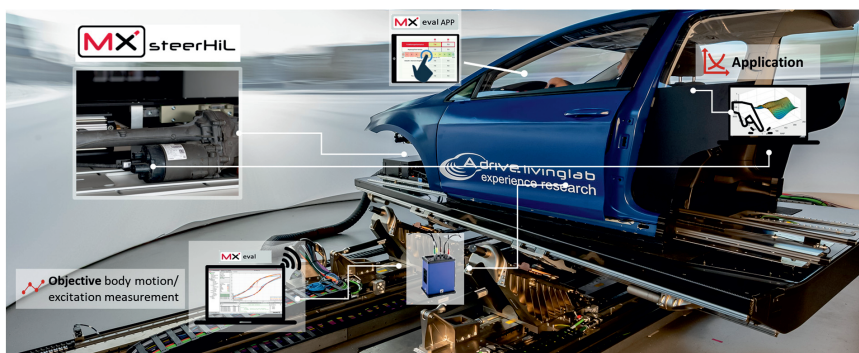


Fig. 7: Simulator setup with MXsteerHIL for steering evaluation and application

Fig. 7 shows the entire test environment with MXsteerHIL for steering evaluation and application with tools such as INCA or CANape. For subjective evaluation, a specially developed mobile MXevalAPP is used on a tablet, which makes it easy to evaluate the vehicle in a structured manner and to record text or audio comments on the various applications. Using Genesys ADMA and CAN bus signals, aVDS platform motions, steering angles and steering torques are measured in parallel to the vehicle model motion signals. MXeval allows the data to be evaluated, visualized and KPIs calculated quasi-online in the cockpit, supporting the engineer. With the gained environment it is now possible to change steering systems in about 30 min and to evaluate or apply them in a freely defined driving program. However, numerous projects have shown that a defined process must be established for this purpose in order to avoid surprises. For this purpose, transferred models, parameters, components and restbus simulation must go through pre-delivery and incoming check with a standardized test and maneuver catalog. To work more effectively and in parallel, a mock-up with a replacement cockpit was set up for this purpose. Here, all components can be put into operation and checked. Only when the desired KPIs are available can work on the simulator begin.

Tab. 3: Tunable functions, used routes and driving maneuvers examples

Steering Functions	Tracks	Driving Maneuver	Criteria's
<ul style="list-style-type: none"> • boost curve • active damping • center finding • active return • friction compensation • inertia compensation • pull/drift compensation • end stop • ... 	<ul style="list-style-type: none"> • long freeway 4 lanes, 20 km • driving dynamics area • skid pad • bending curve • cross-country road • cross-slope straight • uneven road • .. 	<ul style="list-style-type: none"> • straight running • weave • slowly increase steer • turn off • sine sweep • slalom • lane change • free-run • ... 	<ul style="list-style-type: none"> • steering effort center point • on-center feeling • turn-in behavior • force build-up • yaw-increase • steering effort off-center • off-center feeling • steering precision • steering wheel return ability • over-shooting • catch-up behavior • ...

Tab. 3 gives an overview on some examples of which functions can be tuned and which routes and driving maneuvers are typically used. An important finding was that the test drivers mostly favored motion cueing that practically directly mapped the vehicle motion and only had band-pass filters and gain factors on the various axes. Another very important finding was that the motion cueing should be adapted maneuver-based in order to make optimal use of the

simulator. For on-center driving maneuvers, the lower cut-off frequency of 0.1 Hz could be selected. Each test and application engineer has an individual procedure and sequence. It was interesting to find out that some engineers reduce certain disturbance information such as road excitations and body rolling in order to be able to better work out the subtle difference. An additional advantage on the driving simulator. With the integration of real steering with MXsteerHIL, there is the additional option of supplier and technology selection in the early development phase.

3.2 Tires evaluation and development

In addition to steering development, tire development very quickly emerged as a potential field of application. There are some similarities here in terms of routes and driving maneuvers (Tab. 3). Tire parameter sets for models such as MF-Tire or Ftire are already used intensively in simulation and can already be generated from the FEM calculation without the tire having to be built. This results in great potentials to make the tire behavior in the overall context of the vehicle behavior tangible for test and development engineers. In addition, there is the option for tire and vehicle manufacturers to make important decisions in joint driving simulator sessions in the early phase. Good steering behavior is of great importance for tire assessment. Ideally, the structure from chapter 3.1 and Fig. 7 should also be used for tire evaluation and synergies exploited. If it is not possible to access the vehicle-specific steering system during the development process, we have found that it is much better to use a reference or comparative steering system, for example from the predecessor model, so that all important steering functions are authentically available.

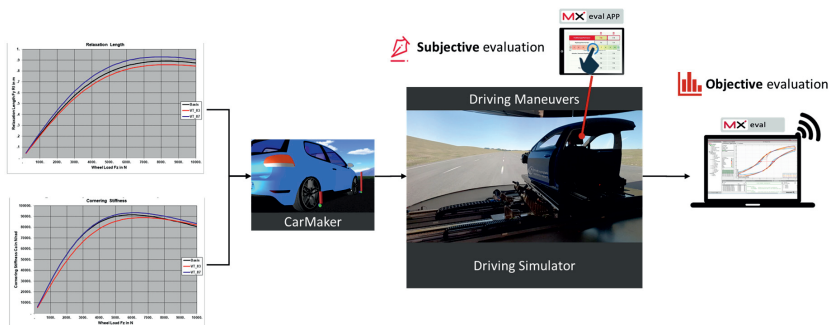


Fig. 8: Exemplary structure for tire development on driving simulators

Fig. 8 shows the basic procedure. The tire parameter sets are generated either based on test rig measurements or from the FEM calculation. It is interesting to note that the tire parameter sets can be quickly adapted by the tire developers depending on the evaluation of the test drivers. This means that new tires can be virtually built and tested on an ad-hoc basis, so to speak. The test throughput is enormous. It is not unusual for more than 40 setup variants to be tested and evaluated in a single day. Also in this case, the procedure and the sequence of driving maneuvers and routes vary greatly from one engineer to the next.

The programs were tested in intensive preliminary studies with tire test drivers. In the program, known tuning tires were evaluated on a well-known reference vehicle in a blind test using the aVDS. The important question was whether different tuning tires behave as expected, the differences are recognizable and whether they can be evaluated in the correct order and spread. Great attention was paid to whether the simulator can represent the so-called 2-phase behavior. Therefore, the motion cueing of the aVDS was adapted with higher gains, and first of all with very low cut-off frequency of 0.1 Hz, so that almost the entire travel path of the aVDS was used. It could also be seen that the test drivers spend most of their time especially in on-center behavior, turn-in, and 2-phase behavior evaluation. Other driving maneuvers take comparatively less time here. Again, the motion cueing parameters were adapted to the maneuver (see chapter 3.1). Very dynamic driving maneuvers require different cueing parameters than, for example, slow turn-in or on-center maneuvers. The advantage of reducing certain interfering influences as in chapter 3.1 was also recognized in order to concentrate on the essentials. In summary, the tire testers were able to identify the known tire behavior on the simulator and the evaluation sequence in the blind test was also successful. The specific process with associated model deliveries, outgoing and incoming inspection, etc. (described in chapter 3.1) must still be worked out in more detail with tire and vehicle manufacturers. This is the only way to always ensure a robust evaluation.

3.3 Comfort evaluation and optimization

The performance data of the aVDS also qualify it for use in the area of ride comfort, beyond primary ride such as secondary ride and isolation up to 30 Hz. This requires more detailed vehicle and especially tire models, which can also be calculated in real time. FTire (Flexible Structure Tire Model) is the leading tire simulation model for high-frequency and short-wave-length excitation. In recent years, cosin scientific software has made great efforts to compute FTire in distributed high-performance CPUs. Furthermore, CarMaker with its MBS axles can be increased in the degrees of freedom. Additionally, the MBS simulation Simpack offers the

possibility to generate detailed vehicle models for real-time simulation. It was thus natural to investigate the feasibility of using aVDS for comfort disciplines.

In a common R&D project with cosin scientific software, IPG Automotive, MdynamiX, ABD and rFpro solutions and methods development for ride comfort evaluation, such as primary & secondary ride and isolation, were started. In addition to the sophisticated physical tire model Ftire, the simulator was extended to include detailed 3D roads for this purpose. The real routes and environments scanned by 3D Mapping were generated by rFpro in its environment simulation for the simulator. Of critical importance was high computing power in the real-time application and the ability to distribute models across multiple cores. A concurrent real-time system was used. CarMaker had to be newly integrated on the concurrent real-time system. A new interface function with shared memory was necessary to handle the most parallel calculation of Ftire. In addition, a real steering system has been integrated using MXsteerHIL from MdynamiX to achieve the haptic steering feel, such as road surface contact or steering shocks over uneven roads. The real-time network between the simulator, MXsteerHIL, cockpit, measurement sensors and the concurrent real-time system was set up with a time synchronized EtherCAT network, clocked at 4 kHz.

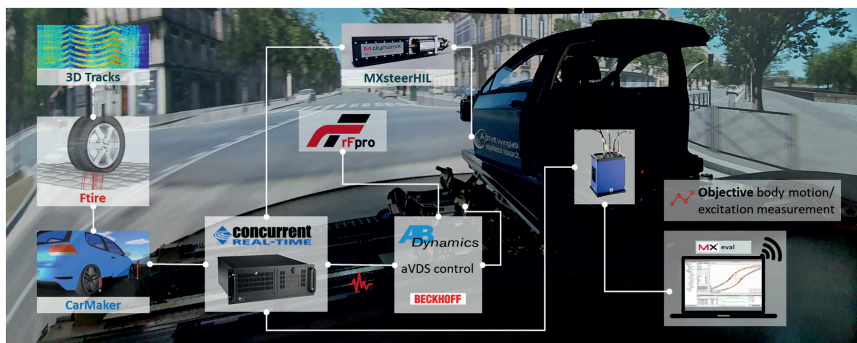


Fig. 9: Basic simulator setup for ride comfort evaluation

The environment was built in such a way that a high-resolution MBS model from Simpack can optionally be used as the vehicle model. Experienced test drivers made comparisons between the real vehicle and the driving simulator running both vehicle models with very good impression and feedback. The validation between road test and simulator in frequency domain is still

on-going. At present, another cockpit with a rear panel is being built, which has greater rigidity and allows less noise into the interior.

There are two ways to experience the ride behavior on the simulator, via inputs from simulation or inputs from recorded data of a real vehicle, the so called ride replay mode (see Fig. 10). This is of particularly high value when benchmark vehicles are to be compared with the virtual maturity of in-house development. It is practically impossible to build good models for benchmark vehicles. For this purpose, comfort measurements are made with benchmark vehicles on the reference routes, for which digitized 3D routes are available. The measured signals can then be played back on the simulator at any time for comparative evaluation with the real-time simulation of the in-house development. This allows benchmark vehicles to be compared with the development progress achieved at any time. The same procedure can be performed with vehicle motions, generated from MBS simulation, if the models are not real-time capable. The methods developed can now be used to perform comfort evaluations and optimizations in the early development phase. This helps in the early and correct decision of the essential development steps.

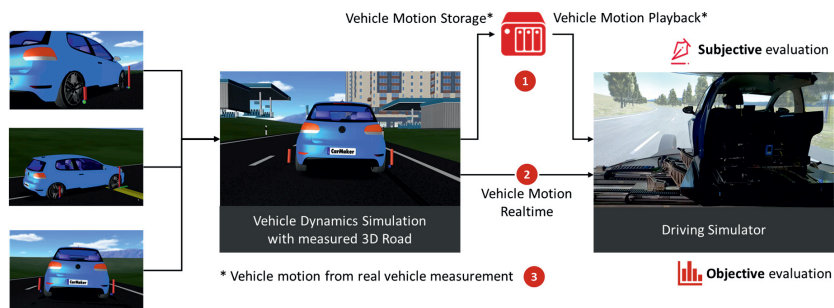


Fig. 10: Basic simulator setup for ride comfort evaluation

4. Conclusion and Outlook

The paper shows that there is great potential in the use of simulators to make development more effective and efficient. The question arises how the methods obtained can be used for driver assistance development. This was also considered and intensively discussed with various experts. Based on the status achieved, particularly for steering issues, the greatest potential is seen in lateral guidance systems such as aLDW - active lane departure warning (edge guidance) and LKAS - lane keeping assistance (center guidance). An interesting insight was

raised by the discussion with the aLDW/LKAS application engineers. The application can only start properly when the steering application has reached a certain level of maturity. This takes up a lot of valuable time. It would be nice if the steering engineers would reach their maturity level early on the simulator. Once this is achieved, the LKAS/aLDW engineers could continue with the same setup. This would save a lot of time and increase the tire grade into the car significantly.



Fig. 11: LKA/aLDW driving maneuvers samples

Kempen University of Applied Sciences and MdynamiX have developed extensive know-how in this area and have developed subjective and objective evaluation methods [3][7]. Analyzing the driving maneuvers such as lateral drift, over-pressing, lane change, curve drop off, weave, free-run test, it can be seen that the maneuvers are mostly performed from the on-center area, with limited dynamics and lateral displacement. The setup on the simulator is practically the same as in chapter 3.1 and figure 7 and is only extended by the LKAS/aLDW and a camera that detects the lane markings.

However, when setting up all methods, it quickly becomes clear that nothing is given to the researchers and developers and that use case after use case, must be developed in a structured manner. The range of expertise necessary, such as vehicle dynamics, simulation (vehicle dynamics, tires, steering and many other components), MIL/SIL/HIL, 3D models and visualization, RT systems, motion cueing, test and validation methods is often underestimated. Intensive interdisciplinary cooperation between experts, vehicle manufacturers, suppliers, tool providers and research institutes are essential.

5. Literature

- [1] B. Schick, „Game Changer Digitalisierung – Brauchen wir in Zukunft noch eine gute Fahrdynamik?“, in *chassis.tech plus 2020*, München, 2020.
- [2] W. Brems, *Querdynamische Eigenschaftsbewertung in einem Fahrsimulator*, Springer Vieweg, 2018.
- [3] B. Schick, M. Höfer, F. Fuhr und P. Pfeffer, „Eigenschaftsbasierte Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen,“ *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)* 04-2019, pp. 70 - 75, 02 2019.
- [4] Böhle et al. “Driving experience in virtual development through next level DiL simulation”, *International Symposium on Development Methodology 2021*, Wiesbaden
- [5] Kersten et al. “Study to assess the controllability after chassis component damages on the dynamic driving simulator”, *12th International Munich Chassis Symposium 2021*
- [6] Schurmann et al. “Investigation of the failure criticality of axle components of a four-link rear axle on the driving simulator” *Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2022*, Aachen
- [7] Becker et al. “Attribute Development of Active Lane Departure Warning Systems” *International Symposium on Development Methodology 2021*, Wiesbaden

Driving virtual tire development with dynamic driving simulators

Rebecca A. Bandy M.Sc.,

Goodyear, Akron, USA;

Rutger Uil M.Sc., Dr. Frank Petry,

Goodyear SA, Colmar-Berg, Luxemburg

Kurzfassung

In den kommenden Jahren werden virtuelle Methoden einen signifikanten Einfluß auf die Reifenentwicklung haben. Während für manche Leistungscharakteristiken eine vollständig virtuelle Reifenevaluierung nach wie vor neuer Technologie bedürfen, hat die Bewertung von Trocken-Handling mit Hilfe von Fahrsimulatoren bereits einen weitgehend etablierten Entwicklungsstand im Prozess der virtuellen Reifenentwicklung erreicht.

Dieser Beitrag beschreibt wie der VI-Grade DiM250 Fahr Simulator die Reifenentwicklung zusammen mit anderen neuen virtuellen Modellierungs- und Simulationsmethoden unterstützt. Verschiedene Aspekte dieses neuen Prozesses für die Reifen und Fahrzeugentwicklung werden vorgestellt sowie dessen Vorteile erläutert. Vergleiche der Resultate aus aktuellen Studien mit unterschiedlichen Reifen- und Fahrzeugmodellierungen werden präsentiert.

Abstract

In the coming years, virtual tools will have a significant impact on the current tire development process. While for some tire performance areas, fully virtual performance assessment is still new technology, dry handling evaluation with driving simulators has reached a maturity level allowing for its use as one pillar of a new virtual tire development process.

This paper presents how the VI-Grade DiM250 simulator can support tire development when included in a new virtual development process with other modeling and simulation tools. Tire and vehicle modeling aspects of this new process are discussed, and the benefits are highlighted by the presentation and comparison of results from recent studies on different tire and vehicle modeling approaches.

1. Introduction

The use of Computer-Aided Engineering (CAE) tools and methods are widely used in the automotive industry for vehicle and tire development. In the recent years the focus on virtual

Kurzfassung

In den kommenden Jahren werden virtuelle Methoden einen signifikanten Einfluß auf die Reifenentwicklung haben. Während für manche Leistungscharakteristiken eine vollständig virtuelle Reifenevaluierung nach wie vor neuer Technologie bedürfen, hat die Bewertung von Trocken-Handling mit Hilfe von Fahrsimulatoren bereits einen weitgehend etablierten Entwicklungsstand im Prozess der virtuellen Reifenentwicklung erreicht.

Dieser Beitrag beschreibt wie der VI-Grade DiM250 Fahrsimulator die Reifenentwicklung zusammen mit anderen neuen virtuellen Modellierungs- und Simulationsmethoden unterstützt. Verschiedene Aspekte dieses neuen Prozesses für die Reifen und Fahrzeugentwicklung werden vorgestellt sowie dessen Vorteile erläutert. Vergleiche der Resultate aus aktuellen Studien mit unterschiedlichen Reifen- und Fahrzeugmodellierungen werden präsentiert.

Abstract

In the coming years, virtual tools will have a significant impact on the current tire development process. While for some tire performance areas, fully virtual performance assessment is still new technology, dry handling evaluation with driving simulators has reached a maturity level allowing for its use as one pillar of a new virtual tire development process.

This paper presents how the VI-Grade DiM250 simulator can support tire development when included in a new virtual development process with other modeling and simulation tools. Tire and vehicle modeling aspects of this new process are discussed, and the benefits are highlighted by the presentation and comparison of results from recent studies on different tire and vehicle modeling approaches.

1. Introduction

The use of Computer-Aided Engineering (CAE) tools and methods are widely used in the automotive industry for vehicle and tire development. In the recent years the focus on virtual

development has gained importance and more and more OEM's and Tier 1 suppliers are implementing virtual development as part of the traditional development process. [1] Due to the enhancements in computational power and the development of advanced models to simulate accurately vehicle and tire behavior, there is more confidence in the actual representation of simulation models, also known as digital-twin technology.

The digital twin is a key enabler for efficiencies across the whole engineering chain [2]. This can lead to reduction of prototypes, physical testing, lab testing and industrialization trials, which can reduce time-to-market and increase efficiency.

Another important element, as experienced in the past two years of a global pandemic and raw material shortage, it became also clear that there is a too high demand for natural resources which is causing challenges in the industry as a whole. Sustainability pushes the introduction of more green manufacturing, renewed emphasis on recycling, new mobility solutions and the utilization of new digital technologies.

As a global tire manufacturer, Goodyear is focusing on all these aspects as highlighted above. New materials, sustainability efforts and the use of digital technologies will play a key role in the upcoming years, as continued efforts to optimize the traditional development process.

As discussed by Uil et al. [3] the use of advanced models and technologies, like driving simulators, paved the path to introduce a virtual based development process. As part of these initiatives Goodyear announced its investment in Driving Simulator Technology at the end of 2019. To this date, the first innovative SimCenter in Akron, Ohio was inaugurated late 2020, which enabled the use of the first dynamic driving simulator for virtual tire assessment using VI-Grade DIM250 technology [4, 5, 6]. The second SimCenter in Colmar-Berg, Luxembourg is planned to be completed by the end of June 2022, which will host the second dynamic driving simulator DIM250 of VI-Grade.

2. Virtual tire development

To keep up with the changing industry trends, Goodyear has invested in driving simulator technology as a key aspect of the Virtual Tire Development process (VTD).

The traditional tire development process begins with a comparison of a reference specification and physical prototypes. Defining any performance gaps requires significant material cost, time, and physical testing [1]. Transitioning to a virtual approach, tire models such as CDTire can be parameterized without a need for physical prototypes or testing [5]. The VTD process focuses on leveraging predictive tools and technologies at the appropriate development phase where they can bring the most benefit. Big Data tools can be used at the

start of a development process to set the initial design space, followed by more robust but more computationally expensive tools as the design space converges to a final candidate [3].

3. Simulator as a development tool

Driving Simulator Technology brings several benefits to the virtual tire design process. To start, integrating driving simulator technology means that subjective feedback from test drivers is available earlier in the design process than traditionally. Using the CDTire model suite allows for purely virtual design iterations as a collaboration between design engineers, vehicle dynamics experts, and end users before prototypes are ever produced [5, 7]. Additionally, every test session on a driving simulator is analogous to a fully instrumented vehicle test. Telemetry data can be captured and post-processed in a way to extract trends to inform future design choices and achieve a more mature first physical prototype. This approach is illustrated in Figure 1, below, and by Ebbott [5] and Rohweder [8].

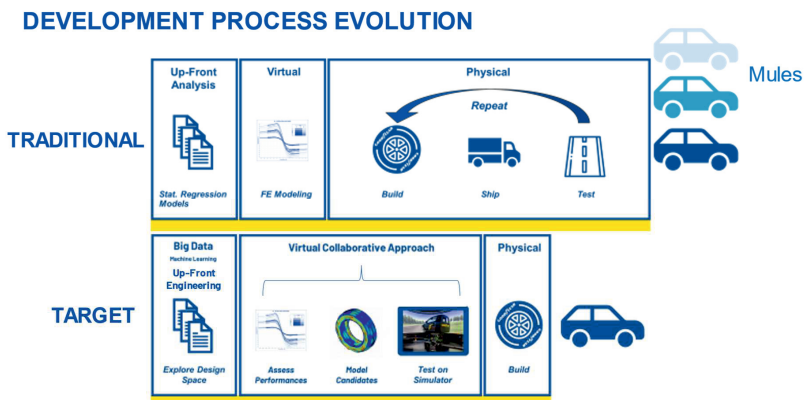


Figure 1: Evolution of Goodyear's traditional tire development process into the future process

Figure 2, below, shows how the driving simulator fits into Goodyear's new tire development process, with an increased emphasis on virtual development before physical prototypes are ever produced.

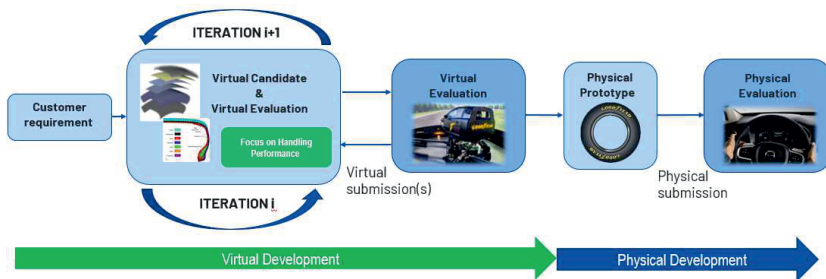


Figure 2: Driving simulator within a virtual iteration

Goodyear sees several use cases where Driving Simulator Technology coupled with a virtual development process would be of the most benefit. The simulator allows for a highly repeatable, controlled test environment that could be used for test driver alignment and training. Previous publications show the usefulness of such technology in the early phases of a development project before tire-vehicle system targets are established [3, 9]. This work focuses on the benefit of using simulators in a more traditional iteration.

4. Dynamic driving simulator within a virtual iteration

Following the tire development process outlined above, a physical subjective handling assessment and a virtual subjective handling assessment are performed and compared. For this study the following vehicle and tire configurations were selected:

VW Golf 8 1.5 eTSI



Figure 3: VW Golf 8 1.5 eTSI test vehicle

- Goodyear Efficient Grip Performance 205/55R16 91V
- Goodyear Eagle F1 Assymetric3 225/45R17 91W

- Goodyear Eagle F1 SuperSport 235/35R19 91Y XL

As presented in Uil et al. [3] the methodology has been developed to integrate the CDTire model [10] environment into the driving simulator environment and utilize a physical based tire model for the assessment of the tire performance in real-time conditions. To derive and parameterize the CDTire model, either physical based measurement data or virtual generated data from Finite Element Models can be utilized. The results presented in this paper are based on the tire models generated from physical measurement data.

Vehicle Modeling

For this study the vehicle model parameterization was performed with an external partner, namely IDIADA Engineering services, who conducted the required characterization and parameterized a vehicle model in VI-CarRealTime software environment. For the validation of the vehicle model an extensive set of instrumented handling measurements were performed at IDIADA Proving Ground facilities. In Table 1 below a selection of some of the typical open loop test maneuvers that were performed are highlighted.

Measurement	Standard
Steady-state cornering	ISO-4138
Frequency response	ISO-7401/TR 8726
Step steer	ISO-7401
Steering release (free)	ISO-17288-1
Steering weave	ISO 13674-1
Braking in a turn	ISO-7975

Table 1: Selection of objective vehicle measurements performed for validation

In the next paragraph an overview is given of the vehicle model parameterization and comparison with actual measurement data and integration into the driving simulator environment. In Figure 4 the process is shown as applied by IDIADA Engineering services to parameterize the vehicle model.

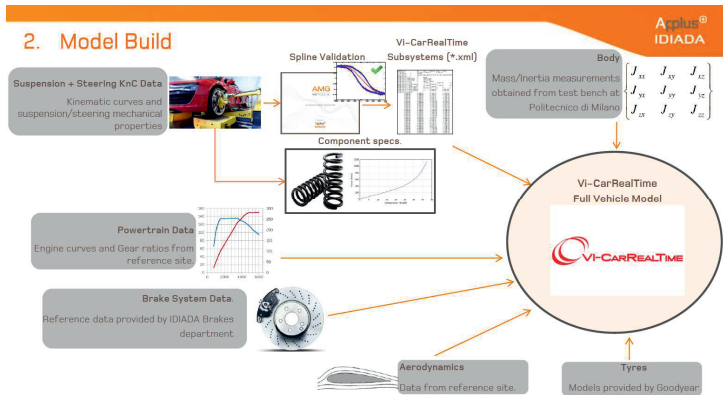


Figure 4: Vehicle model parameterization process

After parameterizing the vehicle model, a model validation is performed to review the accuracy and calibrate the model for use in a driving simulator environment. This validation is done according to comparing the offline simulations performed with VI-CarRealTime and the vehicle measurement data. In Figure 5 the validation is shown for a slow ramp steer maneuver.

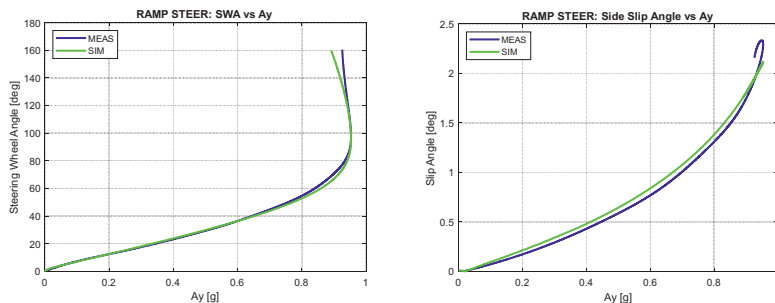


Figure 5: Slow ramp steer comparison between measurement vs simulation

The transient behavior has been validated with the frequency response test results. In Figure 6 the comparison between measurement and simulation is presented and the results show that a good correlation exists for the transient response.

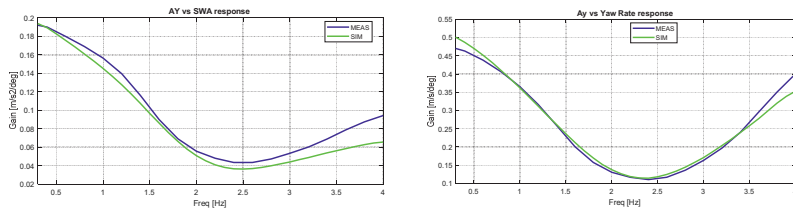


Figure 6: Frequency response comparison between measurement vs simulation

To validate the on-center steering response, the results from the Steering Weave tests are compared. In Figure 7 the steering torque response between simulation and measurement are shown. This is the most complicated response to have accurately represented in the simulation environment as in the VI-CarRealTime the steering model is represented with a mechanical steering system, though the Electronic Power Steering (EPS) characteristic is only represented with a basic assist characteristic. Modern EPS systems contain several different control logics to provide the steering feedback, these logics are in this study not represented. Considering that limitation, the result shown in Figure 7 is showing an acceptable matching between the simulation and measurement result.

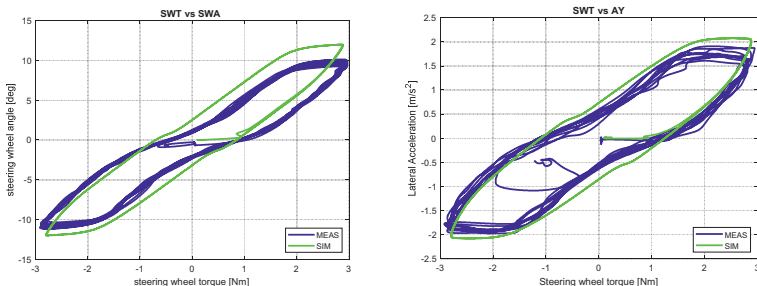


Figure 7: Steering Weave test comparison between measurement vs simulation.

Tire Modeling

The previously mentioned tire configurations are combined to make six sets for the subjective evaluation, as shown in Table 2 below.

	Front Tire	Front Inflation	Rear Tire	Rear Inflation
Set A	235/35R19	2.5 bar	235/35R19	2.5 bar
Set B	235/35R19	2.5 bar	225/45R17	2.5 bar
Set C	205/55R16	2.5 bar	225/45R17	2.5 bar
Set D	225/45R17	2.8 bar	225/45R17	2.5 bar
Set E	235/35R19	2.8 bar	235/35R19	2.3 bar
Set F	205/55R16	2.5 bar	205/55R16	2.8 bar

Table 2: Tire fitments for subjective handling assessments

Artificially creating mixed tire sets and modifying the inflation pressures ensures measurable differences in the vehicle's dynamic balance, as shown in Figure 8.

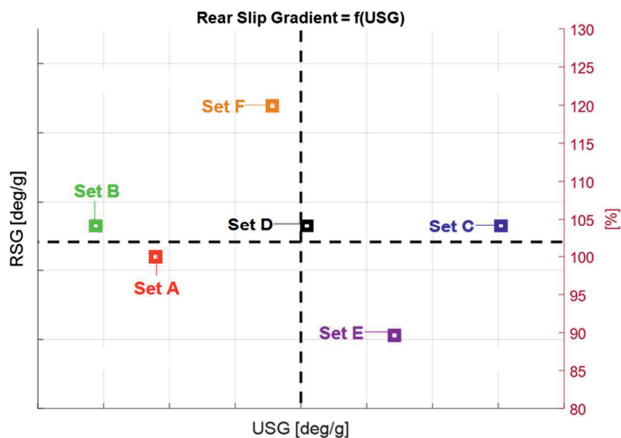


Figure 8: Dynamic performance of tire fitments

CDTire/3D models are parametrized following the process described by Uil, et al. [3], then converted to CDTire/RealTime models. Acceptable correlation is seen between physical test results and the CDTire/RealTime model outputs. Figures 9 and 10 show the comparison of input data to model output for lateral force and aligning moment.

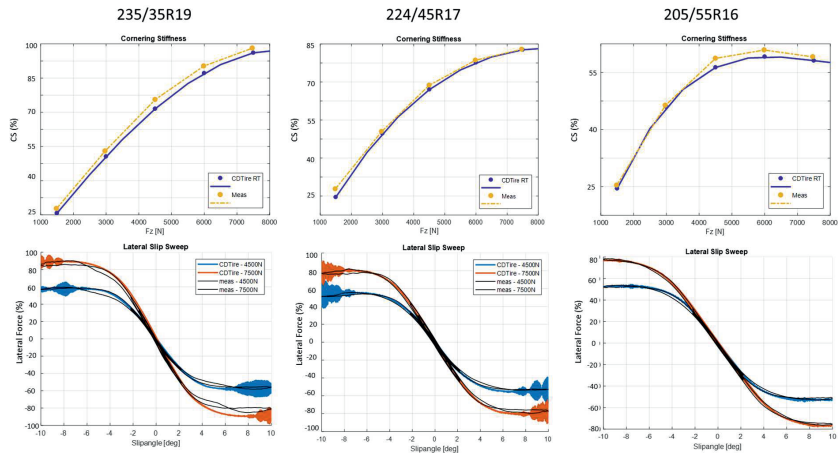


Figure 9: Comparison of test data to CDTire model output, Cornering Stiffness and Lateral Force

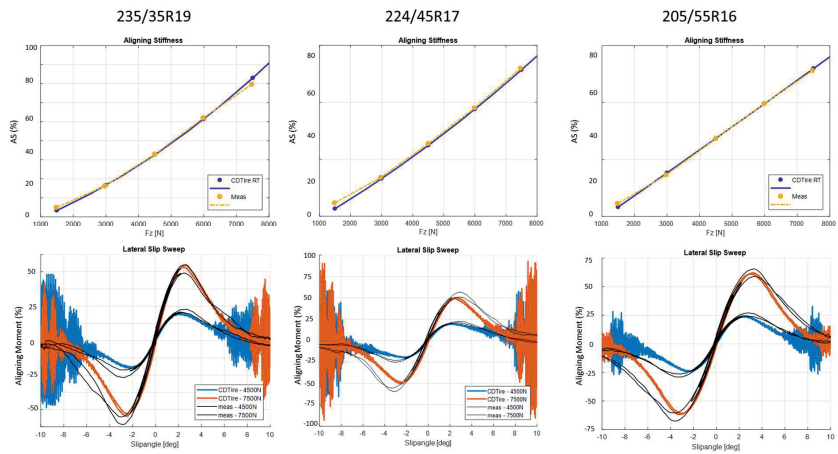


Figure 10: Comparison of test data to CDTire model output, Aligning Stiffness and Aligning Moment

Subjective Handling Assessment

A traditional subjective handling test was performed following Goodyear’s standard procedure at the IDIADA Proving Grounds. The same procedure was repeated in the DiM250 environment at Goodyear’s facility in Akron, OH, using a virtual test environment to match conditions of the physical evaluation. In both evaluations, the driver rated the tire sets relative to a control for attributes in steering, sub-limit handling and heavy handling. Simulator testing was performed blind (the test driver did not know which tire model he was evaluating after the initial control tire) to mitigate the impact of preconception or anticipated performance on the results. Results were compared to see if the same rank order (preference) was maintained between the test environments to aid in a development iteration.

Steering Evaluation

The results of the subjective steering evaluation are summarized in Table 3 and show that the test driver is able to successfully differentiate between tire sets and rank order them according to his preference. The preferred tire sets from the physical evaluation remain the preferred sets from the simulator evaluation, and the least preferred sets stay the least preferred.

<div>Most Preferred</div> <div>↓</div> <div>Least Preferred</div>	Physical Evaluation	DiM250 Evaluation
	Set A = Set E	Set E
	Set B	Set A
	Set C = Set D = Set F	Set B = Set D
		Set C = Set F

Table 3: Subjective rank order: Steering

Sub-Limit Handling Evaluation

Five of six constructions maintain their rank order for the subjective sub-limit handling evaluation, as shown in Table 4. The most preferred sets from the physical evaluation remain the most preferred in the simulator evaluation, but set B drops in the ranking to be the least preferred.

Most Preferred
↓
Least Preferred

Physical Evaluation	DiM250 Evaluation
Set A = Set E	Set E
Set B = Set D	Set A
Set C = Set F	Set C = Set D = Set F
	Set B

Table 4: Subjective rank order: Sub-limit Handling

The Pearson correlation coefficient is used to cross-correlate individual handling attributes on the subjective test grid, showing areas for improvement which contribute to this change in ranked preference. In particular, the attribute focused on rear axle stability shows the lowest cross-correlation score, evidenced in Figure 11. Potential contributors to this include vehicle and tire model fidelity as well as subjective test methodology.

DiM250 Subjective Evaluation v. Physical Evaluation	Off-Center Steer Response	Balance	Brake in Turn	Steer response	Rear slide	Yaw damping	AVERAGE	
Off-Center Steer Response								
Balance								R > 0.9
Brake in Turn								0.7 < R < 0.9
Steer response								0.5 < R < 0.7
Rear slide								R < 0.5
Yaw damping								
AVERAGE								
	Off-Center Steer Response	Balance	Brake in Turn	Steer response	Rear slide	Yaw damping	AVERAGE	
Metrics								

Figure 11: Pearson correlation coefficient of Sub-Limit Handling Attributes

Heavy Handling Evaluation

As with sub-limit handling, 5 constructions are ranked correctly for heavy handling performance. Set B is also an outlier here, ranked lower in terms of preference after the simulator evaluation when compared to the physical evaluation. Full results are summarized in Table 5.


	Physical Evaluation	DiM250 Evaluation
Most Preferred  Least Preferred	Set A	Set A = Set E
	Set E	
	Set B	Set D
	Set D	
	Set C = Set F	Set B = Set C = Set F

Table 5: Subjective rank order: Heavy Handling

A cross-correlation of individual attributes contained on the heavy handling subjective test grid shows a need to further investigate vehicle progressivity behavior, shown in Figure 12.

DiM250 Subjective Evaluation v. Physical Evaluation	Steering Response	Progressivity	Understeer	Lateral Grip	Braking Grip	AVERAGE	
Steering Response							
Progressivity							R > 0.9
Understeer							0.7 < R < 0.9
Lateral Grip							0.5 < R < 0.7
Braking Grip							R < 0.5
AVERAGE							
	Steering Response	Progressivity	Understeer	Lateral Grip	Braking Grip	AVERAGE	
Metrics							

Figure 12: Pearson correlation coefficient of Heavy Handling Attributes

A mismatch between lateral grip and braking grip performance in the tire model, which in turn impacts combined traction performance, is the most likely root cause. At the time of writing, further study and investigation is ongoing in the area of vehicle and tire model fidelity that can potentially improve feedback to the test driver in these kinds of limit driving conditions.

5. Conclusions and forecast

This paper presents an initial trial where CDTire models in combination with a VI-CarRealTime vehicle model are evaluated subjectively on a DiM250 for the purpose of tire assessment.

This work is built on Goodyear's strategy of fully virtual tire development [5] and previous studies of the CDTire model suite for prediction of tire performance [3]. A vehicle model was fully characterized in the VI-CRT format and CDTire/3D models were parameterized from reference tire data, then converted to CDTire/RealTime models. A traditional subjective

handling evaluation was performed with physical tires and vehicle, then compared to a subjective handling session in the DiM250 with models of the same tires and vehicle. The results show that tire assessment in the DiM250 can be a valuable part of a virtual tire development process. Test drivers are able to subjectively assess tire models in the same way that they assess physical tires today, and come to the same conclusions. In addition to the subjective feedback, design teams have access to the full objective data set collected during simulator evaluations. Over time, machine learning and big data techniques can translate this data into trends to further inform design decisions.

Where previous work addressed the possibility of exploring an initial design space with simulator evaluations [3], this work brings the simulator into the heart of the tire design process.

The authors of this paper believe that the use of physical based tire models coupled with the immersive nature of the DiM250 simulator are a solid foundation for the assessment of virtual tire performance.

- [1] Boreanaz, G., The NEW approach on Vehicle Dynamics Development, VI-Grade Zero Prototype Summit, May 2021
- [2] Roper, J., Digital Twins, Tire Technology International, October 2020
- [3] Uil, R., Petry, F., Bäcker, M., et al., Virtual tire pre-development using the CDTire model suite, 17. VDI-Fachtagung Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn 2019, Hannover, 2019
- [4] VI-Grade DIM250 reference website, https://www.vi-grade.com/en/products/dim150_dim250_dynamic_simulator/
- [5] Ebbott, T., Cogansparger, E., Modeling and Simulation for Virtual Tire Development, Tire Society, August 2021
- [6] Camarato, G., Virtual is becoming reality in the tire industry, Int. VI-Grade Virtual Conference, May 13, 2020
- [7] Calabrese, F., Bäcker, M., Gallrein, A., Ran, S. (2020). Virtual Tire Design/Assessment in the Early Vehicle Development Process. In: Klomp, M., Bruzelius, F., Nielsen, J., Hillemyr, A. (eds) Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. IAVSD 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.
https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9_156
- [8] Rohweder, S., Goodyear virtual simulation, VI-Grade Zero Prototype Summit, May 2021
- [9] Gerbino F., Dusini L, Uil R., Tire development using the car dynamic simulator for reaching a higher vehicle performance in shorter time, VI-Grade users conference, Frankfurt Germany, May 14-15, 2019
- [10] Gallrein A., Bäcker M.: „CDTire: a tire model for comfort and durability applications“, London: Vehicle System Dynamics (45), 2007

Analyse und Optimierung aktueller Schwimmwinkelsensorik – ein notwendiger Schritt zur virtuellen Fahrverhaltensbewertung von Fahrzeugreifen

Analysis and optimization of current slip angle accuracy – a needed step for virtual tire and vehicle characteristics evaluation

Dipl.-Ing. **Christian Cramer**,
Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover;
B.Eng. **Dominic Huber**,
Genesys Elektronik GmbH, Offenburg

Kurzfassung

Für eine fahrzeugspezifische fahrdynamische Entwicklung von Reifeneigenschaften spielt die Seitenkraftcharakteristik eine zentrale Rolle. Zur zielgerichteten Reifenentwicklung sind heutzutage neben der klassischen Subjektivbewertung objektive Fahrdynamikeigenschaften von großer Bedeutung. Der im Fahrversuch gemessene Schwimmwinkel beschreibt dabei zum einen die Hinterachsstabilität des Fahrzeugs, trägt zum anderen aber auch Informationen zum Konditionierungszustand der Seitenkraftcharakteristik der Fahrzeugreifen in sich. Zur Validierung von Reifen-/Fahrzeugmodellen für die virtuelle Fahrverhaltensbewertung stellt die präzise Schwimmwinkelmessung somit eine Grundvoraussetzung dar.

In der Erstausrüstungs-Reifenentwicklung werden dabei Anpassungen der Schräglaufsteifigkeitscharakteristik vorgenommen, bei denen die aktuelle Schwimmwinkelsensorik an ihre Auflösungsgrenzen stößt. In diesem Beitrag werden Ergebnisse zur Analyse und Optimierung aktueller Schwimmwinkelsensorik aus einem Technologieprojekt der Continental Reifen Deutschland GmbH und der GeneSys Elektronik GmbH vorgestellt.

Einführend wird anhand eines Fahrdynamiksimulationsmodells die Verknüpfung der Seitenkraftcharakteristik von PKW-Reifen mit der Schwimmwinkelreaktion des Fahrzeugs erläutert. Daraus werden Zielkorridore zur benötigten Auflösung des gemessenen Schwimmwinkelsignals im Fahrversuch abgeleitet.

Im zweiten Schritt erfolgt die messtechnische Analyse des Schwimmwinkelbedarfs verschiedener, parallel eingesetzter Schwimmwinkelsensoren in einem dafür speziell ausgerüsteten Versuchsfahrzeug.

In einem dritten Schritt erfolgt ein Offline-Postprocessingloop. Auf Basis der inertial-gemessenen Fahrzeugbewegungsgrößen werden dabei Parametersettings des Schwimmwinkelsignals adjustiert und ein optimiertes Schwimmwinkelsignal in der realen Messung vorhergesagt. Die Vorhersagen des Offline-Postprocessingloops werden daraufhin am Versuchsfahrzeug experimentell untersucht und validiert.

Im Anschluss werden messprinzipbedingte Vor- und Nachteile optischer und inertial-gemessener Schwimmwinkelsignale im realen Fahrversuchsbetrieb auf trockener und nasser Fahrbahnoberfläche aufgezeigt.

Abschließend erfolgt ein Ausblick bezüglich sich anschließenden gemeinsamen Forschungsaktivitäten.

1. Bedeutung der Schwimmwinkelgenauigkeit für den objektiv-gestützten Reifenentwicklungsprozess

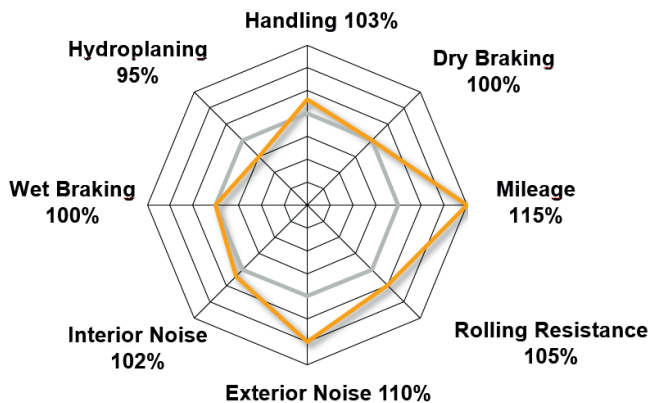


Bild 1: Schematische Darstellung ausgewählter Entwicklungskriterien im Reifenentwicklungsprozess

Im Reifenentwicklungsprozess von PKW-Reifen werden Zieleigenschaften in verschiedenen Entwicklungskriterien verfolgt (vgl. Bild 1). Diese bestehen zum einen aus fahrsicherheitsrelevanten Kriterien wie Trockenbrems-, Nassbrems- und

Aquaplaningeigenschaften. Zum anderen stehen akustische Kriterien wie der Pegel des Innen- und Vorbeifahrgeräusches im Fokus der Reifenentwicklung. Darüber hinaus treten in jüngerer Vergangenheit insbesondere die Entwicklungskriterien Rollwiderstand (zur Erhöhung der Energieeffizienz) und das Abriebverhalten (zur Entwicklung nachhaltigerer Reifen) immer mehr in den Vordergrund. Diese sieben Entwicklungskriterien haben gemein, dass sich die Zieleigenschaften präzise durch objektive Kenngrößen beschreiben lassen. Viele der Entwicklungskriterien lassen sich sogar durch eine einzelne Kenngröße quantifizieren, für die allgemeingültig ein Entwicklungsziel bekannt ist. Als Beispiel sei der Bremsweg auf trockener oder nasser Fahrbahn sowie der Rollwiderstandsbeiwert genannt, bei denen eine Reduktion der Messwerte in genormten Prüfprozeduren angestrebt wird.

Das Entwicklungskriterium „Handlingeigenschaften“ von PKW-Reifen lässt sich insbesondere in der OE-Reifenentwicklung nicht so einfach beschreiben. In der Fahrzeugindustrie sind fahrzeugherstellerspezifische Prüfprozeduren etabliert. Für den Fahrversuch bedeutet das, dass jeder Fahrzeughersteller die fahrdynamischen Anforderungen in individuellen Fahrmanövern auf spezifischen Versuchsgeländen überprüft.

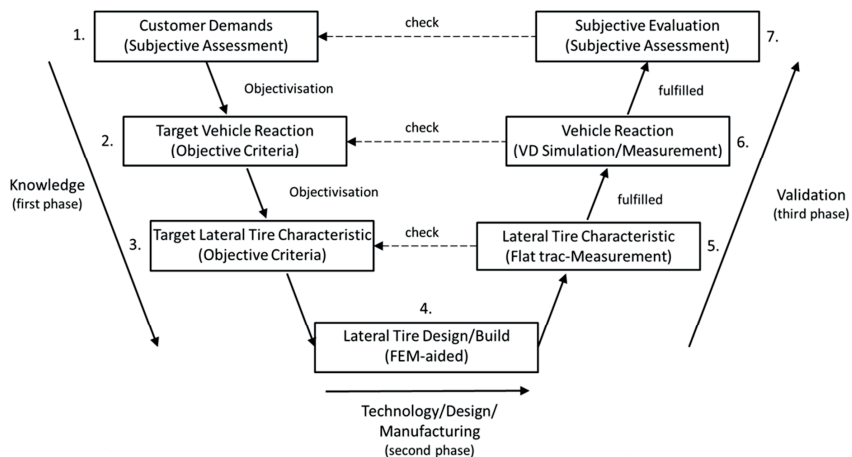


Bild 2: V-Schema des bei der Continental Reifen Deutschland GmbH etablierten fahrdynamischen Reifenentwicklungsprozesses.

Da Reifeneigenschaften sowohl von der Wechselwirkung mit der Fahrbahntextur als auch von der Konditionierung der individuellen Fahrmanöver abhängen, muss dieses im Reifenentwicklungsprozess berücksichtigt werden. Darüber hinaus existiert eine Vielzahl an

fahrdynamischen Kriterien, in denen fahrzeugherstellerübergreifend keine unidirektionale Entwicklungsrichtung existiert. Ein Lenkradwinkelbedarf, der für den einen Fahrzeughersteller als zu direkt empfunden wird, kann sich für einen anderen Fahrzeughersteller als zu indirekt darstellen. Die Komplexität wird zusätzlich dadurch erhöht, dass die in der Fahrzeugindustrie etablierte Metrik zur Bewertung der Fahreigenschaften auf Noten von geschulten Subjektivbewertern basiert.

Die kausale Kette von objektiv messbarer und subjektiv empfundener Fahrzeugreaktion wird durch zahlreiche Forschungsaktivitäten im Bereich der „Objektivierung“ untersucht und ist ein wichtiger Aspekt im V-Schema des fahrdynamischen Reifenentwicklungsprozesses der Continental Reifen Deutschland GmbH (vgl. Bild 2). In der ersten Phase werden die in subjektiven Noten formulierten fahrdynamischen Zieleigenschaften des Reifen-Fahrzeug-Gesamtsystems in objektive fahrdynamische Kenngrößen in Standard-Fahrmanövern überführt. Es schließt sich die darauf aufbauende Formulierung einer Ziel-Reifenseitenkraftcharakteristik an. In der zweiten Phase erfolgt eine FEM-gestützte Entwicklung der Reifenspezifikation. Dabei werden die Festigkeitsträger des Reifens so gestaltet, dass sich in der Simulation die Ziel-Reifenseitenkraftcharakteristik ergibt. Abgeschlossen wird diese Phase durch den Bau der Reifenspezifikation.

In der dritten Phase wird die Validierung durchgeführt. Die gefertigte Reifenspezifikation wird zunächst auf einem Flachbandprüfstand bezüglich der Ist-Reifencharakteristik überprüft. Werden die Anforderungen erfüllt, erfolgt eine Analyse der Fahrzeugbewegung auf Grundlage objektiver Kenngrößen im Fahrversuch bzw. in der Fahrdynamiksimulation.

Nach der Validierung erfolgt abschließend eine subjektive Fahrverhaltensbewertung. Treten in der Validierungsphase Abweichungen zwischen Ziel- und Ist-Charakteristik auf, so werden Entwicklungsloops zur Optimierung der Reifeneigenschaften durchgeführt. Ziel des beschriebenen Reifenentwicklungsprozesses ist es ein ganzheitliches Verständnis für die kausalen Zusammenhänge auf Fahrzeug- und Reifenebene zu erlangen und stetig auszubauen um damit nachhaltig die Anzahl an Entwicklungsloops zu reduzieren.

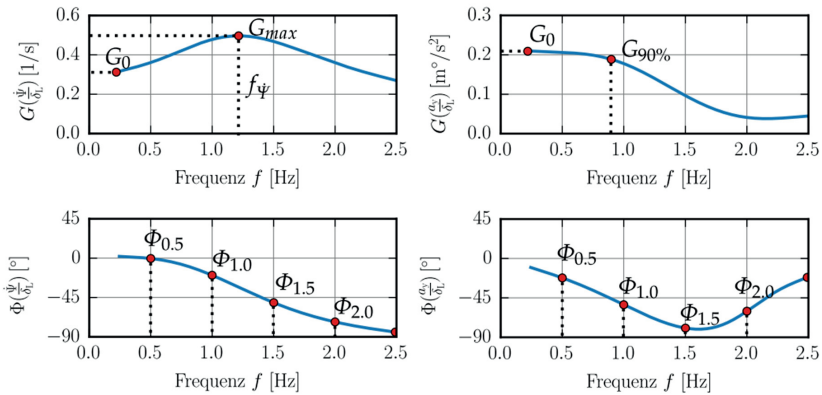


Bild 3: Relevante Kennwerte aus den Amplituden- und Phasengängen der auf den Lenkradwinkel bezogenen Giergeschwindigkeits- bzw. Querbewegungsreaktion im Gleitsinusmanöver.

Im Folgenden werden am Beispiel der Fahrmanöver „Gleitsinus“ und „Lenkradwinkelrampe“ typische Kenngrößen der Objektivierung erläutert.

Beim Gleitsinus-Manöver handelt es sich um ein Fahrmanöver zur Beschreibung der linearen, transienten Fahrzeugreaktion. Das Fahrzeug wird durch sinusförmige Lenkradwinkleingaben δ_L mit konstanter Amplitude und variierender Frequenz angeregt und die resultierende Fahrzeugantwort (z.B. Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ und Querbewegung a_y) mit verschiedenen Reifenvarianten gemessen. Das Querbewegungsniveau liegt im Bereich $|a_y| \leq 3 \frac{m}{s^2}$. Mittels der Fast-Fourier-Transformation werden die Zeitsignale in den Frequenzbereich überführt. Eine Bewertung des Fahrverhaltens erfolgt anhand von typischen Kennwerten der resultierenden Amplituden- und Phasengängen (vgl. Bild 3).

Das Lenkradwinkelrampe-Manöver dient der objektiven Charakterisierung des quasistationären Fahrverhaltens im linearen und nichtlinearen Querbewegungsbereich. Bei konstanter Fahrgeschwindigkeit ($v_x = 100 \frac{km}{h}$) wird aus der Geradeausfahrt der Lenkradwinkel linear auf $\delta_L = 180^\circ$ erhöht. Dabei wird eine Lenkradwinkelgeschwindigkeit von $\dot{\delta}_L \approx 30 \frac{^\circ}{s}$ angestrebt um dynamische Fahrzeugreaktionen zu minimieren.

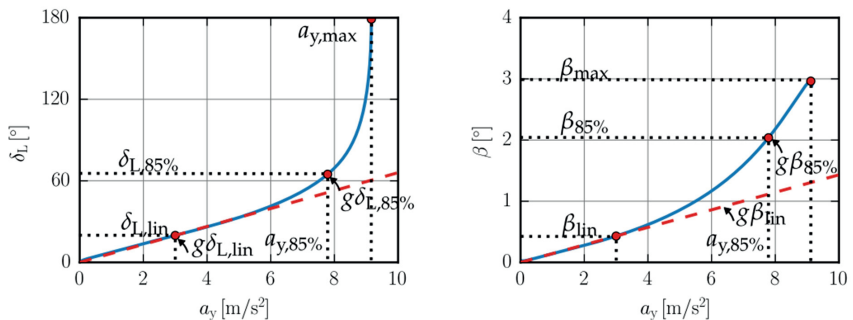


Bild 4: Relevante Kennwerte aus der quasistationären Fahrzeugreaktion des Lenkradwinkelrampe-Manövers.

Eine Bewertung der Fahrzeugreaktion erfolgt anhand des auf die Querbeschleunigung a_y bezogenen Lenkradwinkels δ_L , welcher das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs charakterisiert. Darüber hinaus ist der auf die Querbeschleunigung a_y bezogene Schwimmwinkel β eine zentrale Größe zur Bewertung der Hinterachsstabilität des Fahrzeugs.

Insbesondere der Gradient des Schwimmwinkels $g\beta_{lin}$, welcher aus dem gemessenen Schwimmwinkel $\beta(a_y = 3 \frac{m}{s^2})$ errechnet wird, zeigt eine hohe Abhängigkeit zur subjektiv empfundenen Linearität des Fahrverhaltens (vgl. [6]).

Der gemessene Schwimmwinkel $\beta(a_y = 3 \frac{m}{s^2})$ wird im Folgenden in den Mittelpunkt der Untersuchung gestellt. Es stellt sich die Frage in welcher Güte mit aktueller Schwimmwinkelsensorik der Schwimmwinkel β_{lin} gemessen werden kann und welche Spreizungen in der Reifenseitenkraftcharakteristik damit im Fahrversuch objektiv aufgelöst werden können.

Mit Hilfe eines Fahrmodells, welches die Kinematik- und Elastokinematik des Versuchsfahrzeugs abbildet, wird das Lenkradwinkelrampe-Manöver mit verschiedenen virtuellen Reifenspezifikationen durchgeführt (vgl. Bild 5).

Die verwendeten Reifenspezifikationen unterscheiden sich in der Spreizung der Reifenschräglauftiefte $c_{\alpha}(F_z)$. Untersucht wird die Sensitivität des Kennwertes $\beta_{lin} = \beta(a_y = 3 \frac{m}{s^2})$ auf verschiedene Schräglauftiefen $c_{\alpha}(F_{z,ha})$ bei der statischen Hinterachs-Radlast (vgl. Abbildung 5 (1) und (2)).

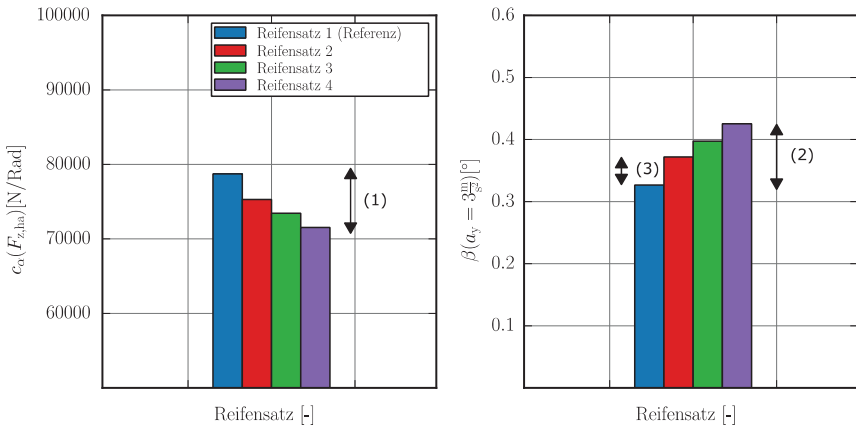


Bild 5: Auswirkung der auf die Hinterachsradlast bezogenen Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha}(F_{z,ha})$ auf den quasistationären Schwimmwinkel $\beta(a_y = 3 \frac{m}{s^2})$. Spreizungen im Niveau der Schräglaufsteifigkeit (1) resultieren in einer Änderung des Schwimmwinkels (2), die im Bereich der Schwimmwinkelgenauigkeit aktueller Sensoren liegt (3).

Es zeigt sich ein direkter Zusammenhang zwischen dem Schräglaufsteifigkeitsniveau $c_{\alpha}(F_{z,ha})$ und dem Niveau des Schwimmwinkels $\beta(a_y = 3 \frac{m}{s^2})$ im Lenkradwinkelrampe-Manöver. Der Reifensatz 1 weist mit $c_{\alpha} \approx 79000$ N/Rad die höchste Schräglaufsteifigkeit auf und erreicht einen Schwimmwinkelbetrag von $\beta_{lin} \approx 0.33^\circ$. Bei den Reifenspezifikationen 2 bis 4 erfolgte eine stufenweise Reduktion des Schräglaufsteifigkeitsniveaus. In der Fahrzeugreaktion resultiert daraus ein stufenweiser Anstieg des Schwimmwinkelkennwertes β_{lin} .

Wird in diesem Diagramm zusätzlich die Sensorgenauigkeit aktueller Schwimmwinkelsensorik $\beta_{sensor} = 0.05^\circ$ maßstäblich eingetragen (vgl. Abbildung 5 (3)), so lässt sich feststellen, dass im realen Fahrversuch sicher zwischen den Reifensätzen 1 und 2 jedoch nicht zwischen den Reifensätzen 2 und 3 unterschieden werden kann. Die gewählten Spreizungen stellen übliche Variationen in der OE-Reifenentwicklung dar und zeigen somit die Grenzen der aktuellen Schwimmwinkelsensorik auf.

Es stellt sich die Frage, welche Auswirkungen die begrenzte Schwimmwinkelgenauigkeit auf eine zielgerichtete, auf objektiven Kennwerten basierte Reifenentwicklung hat. Zur Abschätzung des Aufwandes im Reifenentwicklungsprozess wird ein vereinfachtes evolutionsstrategisches Modell verwendet.

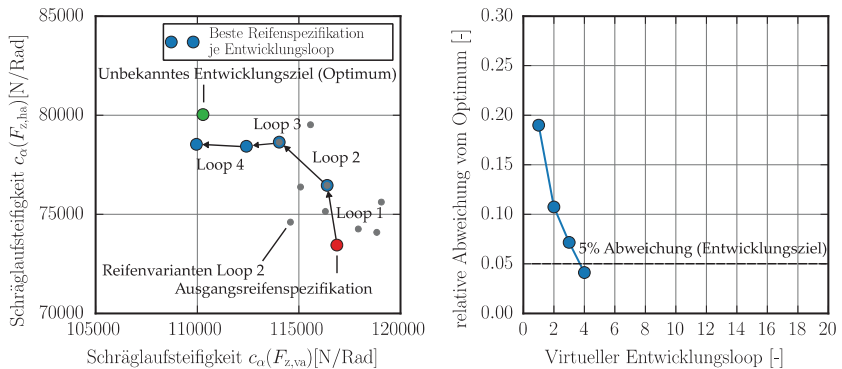


Bild 6: In dem Modell einer evolutionsstrategischen Reifenentwicklung kann sich bei hoher Schwimmwinkelgenauigkeit $\Delta\beta_{\text{Sensor}} = 0.02^\circ$ in wenigen Entwicklungsloops dem unbekannte Optimum angenähert werden.

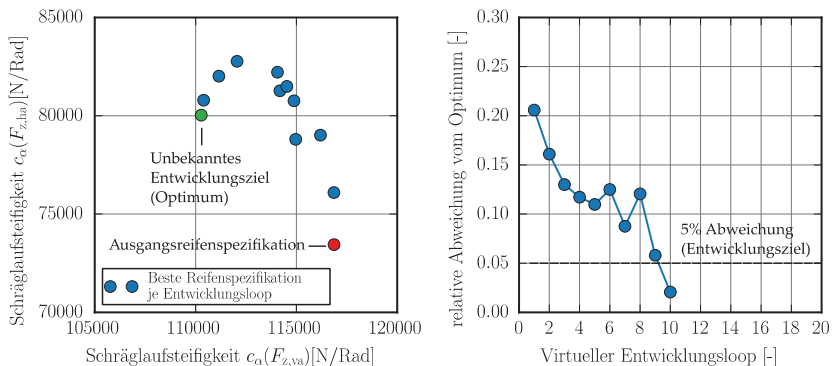


Bild 7: Mit der geringeren Schwimmwinkelgenauigkeit $\Delta\beta_{\text{Sensor}} = 0.05^\circ$ heutiger Sensorik sind im evolutionsstrategischen Modell deutlich mehr Entwicklungsloops notwendig.

Der fahrdynamische Reifenentwicklungsprozess wird mathematisch als nichtlineares Optimierungsproblem modelliert (vgl. Bild 6). Im Schräglauftiefkeits-Parameterraum existieren zu Anfang eine Reifenspezifikation, die zufällig auf dem Umkreis eines unbekannten Optimums platziert wird. Der relative euklidische Abstand zwischen Anfangsreifenspezifikation

und unbekanntem Optimum im Schräglaufsteigkeits-Parameterraum wird mit 25% angenommen.

In jedem sich anschließenden Entwicklungsloop werden eine fixe Anzahl von 8 Reifenspezifikationen erzeugt, die mit einer variablen Spreizung zwischen $2\% \leq \Delta c_{\alpha, \text{reifen}} \leq 10\%$ um die beste Reifenspezifikation des vorherigen Entwicklungsloops gleichverteilt streuen. Zusätzlich wird, wie in der Reifenentwicklung üblich, die beste Reifenspezifikation des vorherigen Entwicklungsloops inkludiert. Dieses entspricht nach [13] der $(1 + \mu)$ -Evolutionsstrategie. Evolutionsstrategisch werden in den Selektionsprozess zusätzlich zu den $\mu = 8$ durch Mutation entstandenen Nachkommen (neue Reifenspezifikationen) das Elternteil der Vorgängergeneration (beste bisherige Reifenspezifikation) hinzugenommen. Am Ende eines jeden Entwicklungsloops bleibt nur die Reifenspezifikation erhalten, die den geringsten euklidischen Abstand zum unbekannten Optimum aufweist.

Darüber hinaus wird eine zur begrenzten Schwimmwinkelauflösung $\Delta\beta_{\text{sensor}}$ äquivalente begrenzte Auflösung der Schräglaufsteifigkeit $\Delta c_{\alpha, \text{sensor}}$ im Algorithmus modelliert. Reifenspezifikationen, die einen geringeren relativen Abstand als $\Delta c_{\alpha, \text{sensor}}$ aufweisen, können dadurch evolutionsstrategisch nicht mehr voneinander unterschieden werden.

Der evolutionsstrategische Entwicklungsprozess ist beendet, wenn die Abweichung zum unbekannten Optimum maximal 5% beträgt. In diesem Fall wird das Entwicklungsziel als hinreichend genau angenommen. Sollte eine maximale Anzahl von 20 Entwicklungsloops überschritten werden und keine der Reifenspezifikationen eine maximale Abweichung von 5% aufweisen, wird der evolutionsstrategische Entwicklungsprozess ebenfalls beendet. Das Entwicklungsziel wird dann als verfehlt angenommen.

Um ein statistisch belastbares Ergebnis zu erhalten, wird jeder evolutionsstrategische Entwicklungsprozess mit einem bestimmten Parametersetting 100 mal wiederholt und die Ergebnisse mittels deskriptiver Statistik ausgewertet. Dabei werden drei Kenngrößen betrachtet. Zum einen die Verteilung der benötigten Entwicklungsloops. Dazu werden neben dem Median auch das 25%- und das 75% Perzentil betrachtet. Als zweite Kenngröße wird die Anzahl der evaluierten Reifenspezifikationen betrachtet. Beide Größen quantifizieren den zeitlichen, aber auch wirtschaftlichen Aufwand im Reifenentwicklungsprozess. Als dritte Größe wird die Abweichung der besten Reifenspezifikation im letzten Entwicklungsloop vom Optimum gebildet. Dieser Kennwert repräsentiert die Güte der finalen Reifenspezifikation.

Eine Variation der Schwimmwinkelauflösung $\Delta\beta_{\text{sensor}}$ zeigt einen großen Einfluss auf den evolutionsstrategischen Reifenentwicklungsprozess (vgl. Tabelle 1).

Tabelle 1: Erst mit der Genauigkeit heutiger Schwimmwinkelsensorik $\Delta\beta_{\text{sensor}} = 0.05^\circ$ lässt sich im evolutionsstrategischen Reifenentwicklungsprozess ein Optimum mit einer hinreichend geringen Anzahl an Entwicklungsloops realisieren. Eine anzustrebende Erhöhungen der Sensorgenauigkeit verspricht eine weitere Effizienzsteigerung.

Evolutionstrategischer Reifenentwicklungsprozess (n=100 Wiederholungen)	$\Delta\beta_{\text{sensor}}$ = 0.00°	$\Delta\beta_{\text{sensor}}$ = 0.02°	$\Delta\beta_{\text{sensor}}$ = 0.05°	$\Delta\beta_{\text{sensor}}$ = 0.10°
25% Perzentil an benötigten Loops	5	5	7	20*
Median der benötigten Loops	5	5	9	20*
75 % Perzentil an benötigten Loops	6	6	13	20*
Mittlere Anzahl an benötigten Reifenspezifikationen	46	46	82	181
Mittlere Abweichung vom Target im letzten Loop	3.2%	3.3%	3.7%	14.9%
* = Abbruch des Simulationsdurchgangs beim Erreichen von 20 Entwicklungsloops				

Wird der Entwicklungsprozess mit einer hohen Schwimmwinkelgenauigkeit ($\Delta\beta_{\text{sensor}} = 0.02^\circ$) durchgeführt, findet in jedem Entwicklungsloop eine zielgerichtete Bewegung in Richtung des unbekannten Optimums statt (vgl. Bild 6). Dies ist an der stetigen Reduktion der relativen Abweichung zum Optimum zu erkennen (Konvergenz). Nach 4 Entwicklungsloops befindet sich die beste Reifenspezifikation im angestrebten 5% Korridor zum Optimum und das Entwicklungsziel ist erreicht.

Ein anderes Bild prägt sich bei einer Reduktion der Schwimmwinkelgenauigkeit auf ($\Delta\beta_{\text{sensor}} = 0.05^\circ$) (vgl. Bild 7) aus. In den ersten beiden Entwicklungsloops tritt eine vergleichbare Bewegung in Richtung des Optimums im Schräglaufsteigkeits-Parameterraum auf. Dies geht mit einer deutlichen Reduktion der relativen Abweichung zum Optimum einher. In den folgenden Entwicklungsloops ist eine stochastische Variation im Parameterraum zu beobachten. Infolge der begrenzten Schwimmwinkelauflösung $\Delta\beta_{\text{sensor}}$ kann nicht mehr die optimale Reifenspezifikation je Entwicklungsloop ermittelt werden. So vergehen 8 weitere Entwicklungsloops, bei denen die relative Abweichung zum Optimum um einen Wert von 10%

schwankt. Durch Zufall befindet sich im zehnten Entwicklungsloop eine Reifenspezifikation im 5% Korridor zum angestrebten Optimum. Das Entwicklungsziel ist mit einer größeren Anzahl an Entwicklungsloops ebenfalls erreicht worden.

Ein ähnliches Bild zeigt sich bei einer Betrachtung von 100 wiederholend durchgeführten evolutionsstrategischen Reifenentwicklungsprozessen. Damit treten die Effekte von Einzelergebnissen in den Hintergrund und die systematischen Eigenschaften mit den Parameter-Settings können belastbarer betrachtet werden (vgl. Tabelle 1). Bei einer Schwimmwinkelgenauigkeit von $\Delta\beta_{\text{sensor}} = 0.02^\circ$ ist der sensorbedingte Einfluss auf die Güte des evolutionsstrategischen Reifenentwicklungsprozess zu vernachlässigen. Eine Reduktion der Schwimmwinkelgenauigkeit auf das heute existierende Genauigkeitsniveau von $\Delta\beta_{\text{sensor}} = 0.05^\circ$ geht mit einer geringeren Konvergenz einher. Zwar wird das Entwicklungsziel zuverlässig und hinreichend genau erreicht, jedoch ist dieses nur durch eine erhöhte Anzahl an Entwicklungsloops realisierbar. Mit einer Schwimmwinkelgenauigkeit von $\Delta\beta_{\text{sensor}} = 0.10^\circ$ können die eingangs gesteckten Entwicklungsziele in diesem Modell hingegen nicht erreicht werden.

2. Funktionsprinzipien aktueller Schwimmwinkelsensorik

Das zugrundeliegende Prinzip eines GPS-gestützten Inertialnavigationssystems (INS) besteht darin, die für die Navigation benötigten Kenngrößen durch die Messung von Drehraten und Beschleunigungen in Kombination mit einem GNSS Receiver zu erreichen. Hierzu werden drei fest zueinander, orthogonal angeordnete Drehratensensoren und Beschleunigungssensoren eingesetzt (vgl. Bild 8). Dieses System wird auch als Inertial Measurement Unit (IMU) bezeichnet. Ergänzt wird die IMU durch einen GNSS Receiver zur Bestimmung der absoluten Position.

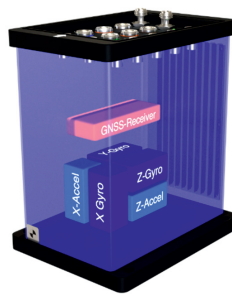


Bild 8: Funktionsprinzip der Inertialmesstechnik am Beispiel des GNSS gestützten Inertialnavigationssystems ADMA.



Bild 9: Darstellung der Sensorfusion mittels Kalman-Filter an den Geschwindigkeitssignalen aus der GPS-Messung (gelb), der Inertialsensorik (blau) und dem fusionierten Geschwindigkeitssignal (grün).

Die durch den GNSS Receiver bereitgestellte Positions- und Geschwindigkeitsinformation weist eine hohe Langzeitstabilität auf (vgl. Bild 9 orange). Headinginformationen können mit lediglich einer GNSS-Antenne im Stillstand nicht gewonnen werden. Die typische Datenausgaberate des GNSS Receivers von 20 Hz ist vergleichsweise gering. Des Weiteren zeigt das native Ausgangssignal eines GNSS Receivers ein größeres Rauschverhalten. Ebenso ist die kontinuierliche Verfügbarkeit der Datenausgabe nicht gegeben. Ursächlich hierfür sind unter Anderem Multipath-Effekte (vgl. Bild 9 Zeitpunkt 25 s). Diese werden durch z.B. Gebäude und/oder Abschattungen (vgl. Bild 9 Zeitpunkt 40s; 50s) verursacht. Auch Satellitenverluste, bedingt durch z.B. Tunnel, Bäume oder Gebäude, können eine Ursache sein.

Die, durch die IMU bereitgestellten Drehraten-, Beschleunigungs- und Geschwindigkeitssinformationen zeigen hingegen einen Drifteffekt je nach Art und Güte des eingesetzten Inertialnavigationssystems (vgl. Bild 9 blau). Das IMU System ist bei einer hohen Datenausgaberate im Bereich von mehreren kHz vergleichsweise Störungs- und Ausfallsicher. Mit Hilfe eines Kalman-Filters findet die Sensorfusion der Eingangsgrößen statt und die Nachteile des reinen GNSS Receivers werden durch die Vorteile der IMU gestützt.

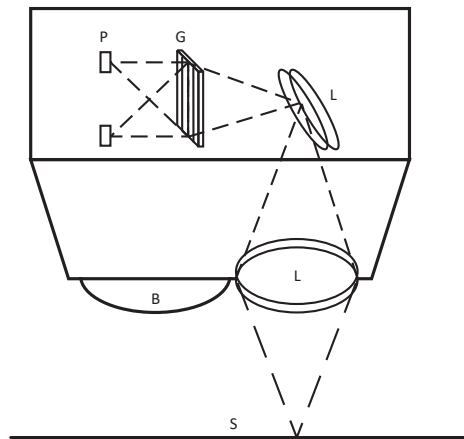


Bild 10: Schematische Darstellung des Aufbaus eines zweiachsigen korrelationsoptischen Schwimmwinkelsensors (S: beleuchtete Oberfläche / B: Beleuchtung / L: Linse / G: Prismengitter / P: Photodiode)

Nicht messbare Systemgrößen können durch den Kalman-Filter abgeschätzt und folglich die Fehler der einzelnen reinen Messgrößen reduziert werden (vgl. Bild 9 grün). Das Grundprinzip eines zweiachsigen korrelationsoptischen Schwimmwinkelsensors ist ein gitteroptischer Sensor für Geschwindigkeit und Weglänge, relativ zu der Fahrbahnoberfläche, gegenüber der sich der Sensor bewegt (vgl. Bild 10). Die Voraussetzung ist eine Oberflächenstruktur die durch ausreichender Textur für ein kontrastreiches Bild auf dem Gitter sorgt.

Da eine Distanzänderung zwischen Sensor und Oberfläche zu einer ungewollten Änderung der Geschwindigkeit führen würde, muss anstelle einer konventionellen Option eine beidseitig telezentrische Optik eingesetzt werden. Dies hat zur Folge, dass die nutzbare Lichtintensität sinkt und daher eine aktive Beleuchtung notwendig wird. Diese beleuchtet die Oberfläche mit einer Art Dunkelfeldbeleuchtung, so dass ein Bild mit hohem Kontrast entsteht. Zur Beleuchtung wird eine Halogenlampe oder ein LED-Array verwendet. Mit einem Gitter als Raumfilter kann eine kontinuierliche optische Korrelationsrechnung durchgeführt werden (vgl. Bild 11).

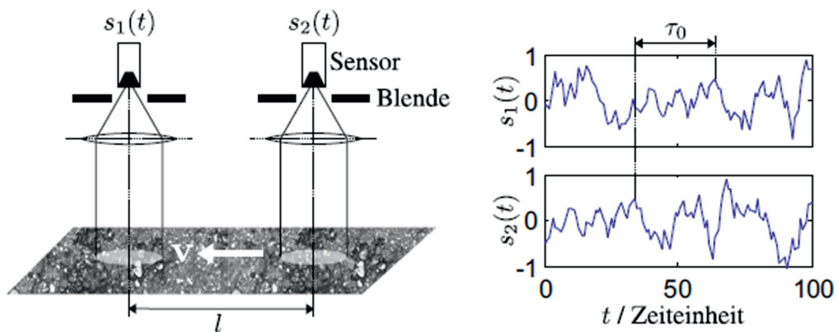


Bild 11: Prinzip der Kreuzkorrelation zur Ermittlung des Geschwindigkeitsvektors aus der optischen Messungen der Fahrbahntextur.

Die Kreuzkorrelation bestimmt die zeitliche Verschiebung T_0 zwischen den zwei Signalen s_1 und s_2 . Zwei Photodioden liefern dabei die Signale s_1 und s_1 , die mit festem Abstand L zueinander die Oberfläche betrachten. Der Abstand L bildet hierbei die Längenreferenz zur Umrechnung der Laufzeit T_0 in eine Geschwindigkeit v . Die zeitliche Verschiebung T_0 der Signale $s_1(t)$ und $s_2(t)$ ist dabei umgekehrt proportional zur Geschwindigkeit.

$$v = \frac{L}{T_0}$$

Die Laufzeit T_0 wird dabei durch die Lokalisierung des Maximums der Kreuzkorrelationsfunktion ermittelt:

$$\varphi_{s_1 s_2}(T) = s_1(t) * s_2(-t)$$

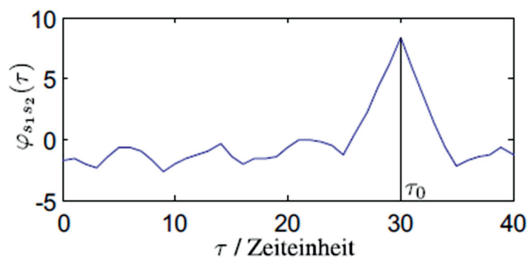


Bild 12: Mit Hilfe der Kreuzkorrelationsfunktion werden die beiden Geschwindigkeitskomponente v_x und v_y berechnet, welche sensorintern zur Generierung des Schwimmwinkelsignals β verwendet werden.

Zur Bestimmung von Längs- und Quergeschwindigkeit wird ein geteiltes Gitter in Form eines „Tannenbaums“ eingesetzt, das zwei Geschwindigkeitskomponenten unter $\pm 45^\circ$ zur Fahrzeugoberfläche misst. Die Längs und Quergeschwindigkeit ergibt sich dann aus der trigonometrischen Beziehung.

Die Genauigkeit eines GNSS/INS Systems ist durch die Qualität der IMU und die Dauer eines GNSS-Ausfalls begrenzt. Dagegen ist die Voraussetzung für eine optimale Datenausgabe von optischen-Sensorsystem stark von der Oberflächenstruktur des untergrundes abhängig. Diese muss eine ausreichende Textur für ein kontrastreiches Bild auf dem Gitter aufweisen. Die größten Herausforderungen ergeben sich damit für einen optischen-Sensorsystem auf Untergründen mit Eis und Schnee oder auf nassen Oberflächen.

Zur Bestimmung der notwendigen spezifischen Messgrößen wie z.B. des Schwimmwinkels β ergeben sich systembedingt Vor- und Nachteile, wie auch unterschiedliche Systemspezifikationen und Genauigkeiten.

Da sich der Schwimmwinkel β aus den inertialen, horizontalen Messgrößen v_x und v_y mit Hilfe der Gleichung:

$$\beta = -\arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right)$$

berechnet, ergibt sich die Schwimmwinkelgenauigkeit aus den Einzelgenauigkeiten v_x und v_y . Das hier verwendete Inertialsystem ADMA-G-Pro+ besitzt eine Schwimmwinkelgenauigkeit von $\Delta\beta = 0.05^\circ$ (RMS).

Analog ergibt sich bei dem betrachteten 2-achsigen korrelationsoptischen Sensor eine Schwimmwinkelgenauigkeit von $\Delta\beta = 0.05^\circ$ (RMS).

Die Datenausgabe eines Inertialmesssystems wird gegenüber eines 2-achsigen optischen Systems mit 250 Hz mit bis zu 1 kHz aktualisiert.

3. Inbetriebnahme der Schwimmwinkelsensorik im Fahrversuch

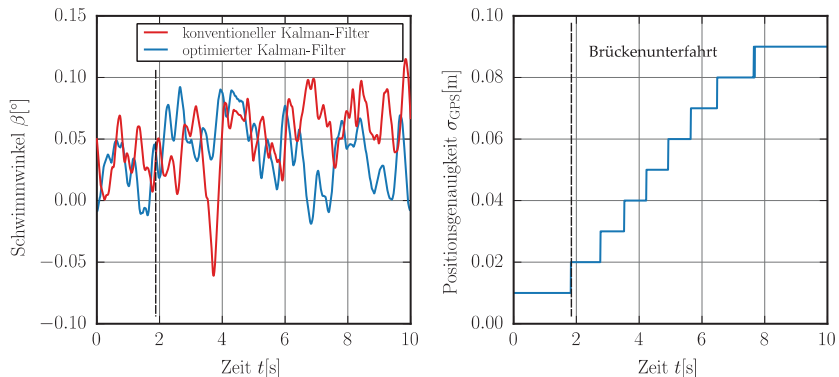


Bild 13: Durch die Brückenunterfahrt auf der Oval-Gegengerade des Contidrom

Prüfgeländes tritt eine Reduktion der GPS-Positionsgenauigkeit auf (rechts), welche zu einem leichten Drift des inertial ermittelten Schwimmwinkelsignals führt (links).

Nach der Optimierung der Kalman-Filter Settings kann dieser Effekt nicht mehr beobachtet werden.

Der experimentelle Vergleich der Schwimmwinkelsensorik fand im objektiven Fahrversuch der Continental Reifen Deutschland GmbH statt. Es wurden verschiedene etablierte Fahrmanöver auf dem Contidrom-Prüfgelände durchgeführt. Im verwendeten Versuchsfahrzeug wurden parallel Messungen mit einem korrelationsoptischen Schwimmwinkelsensor und einem Schwimmwinkelsignal aus der Inertialsensorik durchgeführt. Für den messtechnischen Vergleich beider Schwimmwinkelsignale ist eine Aufbereitung der Zeitsignale erforderlich. Vor Versuchsbeginn werden alle sensorinternen Filterungen der Schwimmwinkelsensoren ausgeschaltet. Falls dieses nicht möglich ist, wird die geringste interne Filterstufe gewählt. Auf die Rohdaten wird das bei der Continental Reifen Deutschland GmbH standardisierte Fahrdynamik-Postprocessing angewendet. Dieses besteht zunächst aus einer signalspezifischen Korrektur der Sensorlaufzeiten.

Im Anschluss erfolgt eine Offset-Korrektur der fahrdynamischen Größen. Gemessene Schwimmwinkelsignale sind insbesondere durch Winkelfehler bezüglich der Fahrzeuglängsachse bei der Montage der Schwimmwinkelsensoren offsetbehaftet. Bei den Schwimmwinkelsignalen basiert die Offset-Korrektur auf Messdaten aus Geradeausfahrten,

welche bei konstanter Fahrgeschwindigkeit auf den Ovalgeraden durchgeführt werden. Im realen Fahrversuch resultiert ein zusätzlicher Anteil des Schwimmwinkeloffsets aus Assymetrien des Versuchsfahrzeugs, Plysteer- und Konizitätseffekten der Reifen, Seitenwindeinflüssen sowie der geneigten Ovalgerade. Dieser Einfluss auf das Schwimmwinkelsignal wird durch die Offsetkorrektur vernachlässigt. Abschließend findet eine nullphasige Filterung mit einem Butterworth-Filter 4. Ordnung statt um hochfrequente Signalanteile zu dämpfen.

Bei der Ermittlung des Offsets aus dem inertial gemessenen Schwimmwinkelsignal zeigen sich erste Herausforderungen. Auf der für diese Prozedur verwendeten Ovalgerade des Contidrom-Prüfgeländes befindet sich eine Brücke, die während der Geradeausfahrt unterfahren wird. Mit der verwendeten Inertialmesstechnik kann nach Unterfahren der Brücke ein Drift des Schwimmwinkelsignals um $\beta \approx 0.05^\circ$ auf der Ovalgerade beobachtet werden (vgl. Bild 13). Das Driftverhalten konnte durch Folgemessungen reproduziert werden. Dieser Effekt führt im Postprocessing zu einer systematischen Abweichung zwischen den Schwimmwinkelsignalen der beiden Sensoren.

Da der Effekt in der Größenordnung der angestrebten Schwimmwinkelauflösung liegt, wurde die Ursache tiefergehend analysiert.

4. Simulationsgestützte Optimierung der Schwimmwinkelsensorik

Die Anforderung an die Leistungsfähigkeit von Inertialsystemen steigt bezüglich der Zuverlässigkeit, Genauigkeit und Verfügbarkeit kontinuierlich. Dadurch nimmt die Optimierung des Sensors durch Post Processing eine immer größer werdende Rolle ein.

Die Genauigkeit von Inertialsystemen wird maßgeblich durch die Qualität der IMU und des GPS-Signals bestimmt. Die Leistung des Systems kann durch das Post Processing stark verbessert werden. Das Post Processing bildet dabei die Funktion des Kalman-Filters und des GNSS-Receiver vollständig in einer Softwarelösung ab. Mit den IMU- und GNSS-Rohdaten einer Messfahrt lassen sich somit die Algorithmen zur Berechnung der Systemzustände im Nachgang wiederholen. Dies ermöglicht ein hohes Maß an Flexibilität, sowie die Option zur Berechnung der Daten im Zeitbereich vorwärts und rückwärts mit anschließender Kombination der einzelnen Lösungen (vgl. Bild 14).

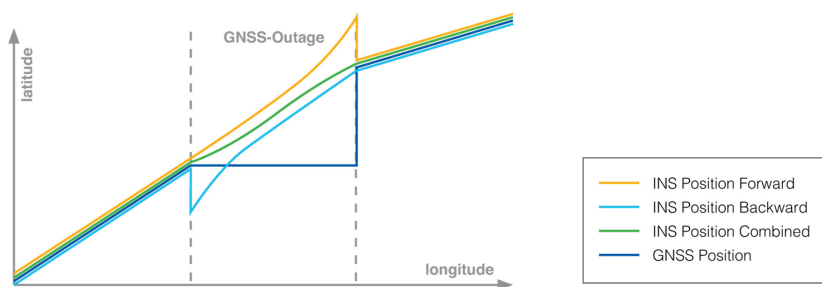


Bild 14: Ein GNSS-Ausfall macht sich durch eine Abweichung der inertial gemessenen Trajektorie (gelb) bemerkbar. Durch ein Rohdaten-Postprocessing kann in Kombination mit einer Rückwärtsrechnung (blau) eine kombinierte Fahrzeugtrajektorie (grün) ermittelt werden, bei der die Positionsabweichung reduziert wird.

Die im Fahrversuch erfassten Messdaten konnten so simulationsgestützt mit mehreren alternativen Regelungsstrategien und Kalman-Filter Settings nachberechnet und optimiert werden. Die durchgeführten Anpassungen wurden in eine neue Firmware überführt um die Wirkung in Echtzeit auf dem Prüfgelände nachweise zu können (vgl. Bild 15).



Bild 15: Iterationsschritte zur Entwicklung neuer Regelungsstrategien und Kalman-Filter Settings.

Als Ergebnis dieser Iterationsschritte kann eine deutliche Verbesserung der Schwimmwinkelstabilität erreicht werden. Ein sich in Folge einer Steilkurvenfahrt mit anschließendem GPS-Ausfall aufgebauter Schwimmwinkeloffset kann damit im Vergleich zur bisher verwendeten Firmware verringert werden (vgl. Bild 16).

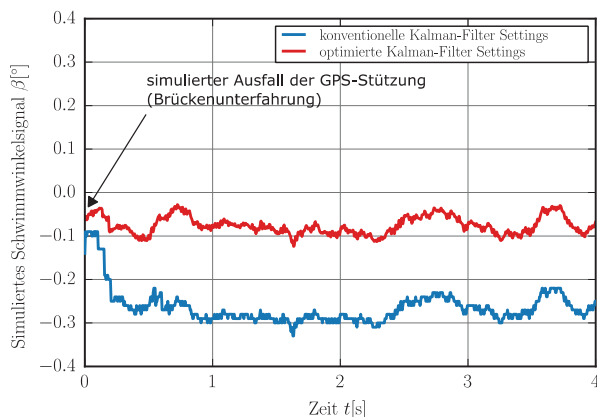


Bild 16: Die bei der Brückenunterfahrt aufgezeichneten Rohdaten der Inertialplattform können in der Simulation genutzt werden um die Kalman-Filter Settings bezüglich des Schwimmwinkeldriftverhaltens zu optimieren.

Weitere Optimierungsmöglichkeiten bestehen seitens des Post Processings in der Reduzierung des Schwimmwinkel Driftverhaltens während eines längeren GPS Ausfalls (vgl. Bild 17).

Der sich aufbauende Schwimmwinkelfehler nach einem GPS-Ausfall von einer Minute liegt bei $\beta \approx 0.247^\circ$. Mittels des Post Processings kann eine Reduzierung des Fehlers auf einen Wert von $\beta \approx 0.046^\circ$ erreicht werden.

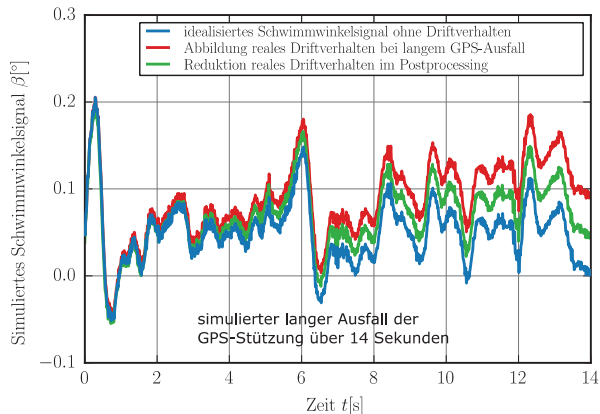


Bild 17: Darüber hinaus kann in der Simulation das Driftverhalten des inertial ermittelten Schwimmwinkels bei länger andauerndem GPS-Ausfall betrachtet werden. Durch ein geeignetes Postprocessing (grün) kann das reale Driftverhalten (rot) minimiert werden.

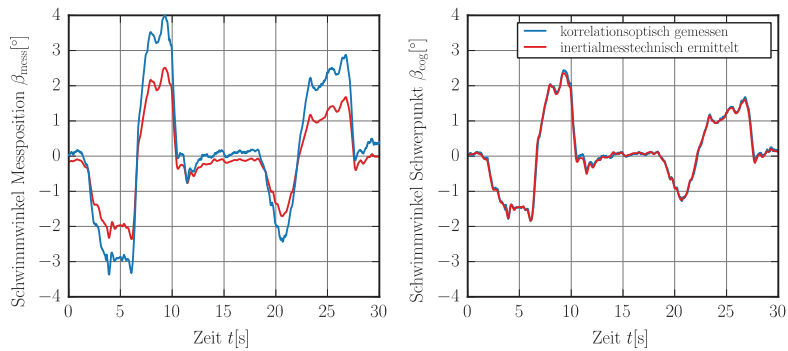


Bild 18: Die im Fahrversuch gemessenen Schwimmwinkelsignale (links) werden mittels Starrkörperdynamik in den Fahrzeugschwerpunkt transformiert (rechts). Bei Fahrmanövern auf trockener Fahrbahn zeigt sich eine hohe Übereinstimmung der beiden Schwimmwinkelsensoren.

5. Messtechnischer Vergleich der optimierten Schwimmwinkelsensorik im

Fahrversuch

Im Anschluss wurden Vergleichsmessungen zwischen den beiden Firmwareständen mit konventionellen und optimierten Kalman-Filter-Settings durchgeführt (vgl. Bild 13). Über mehrere Folgemessungen bestätigt sich der Eindruck, dass der vormals beobachtete Schwimmwinkeldrift auch in der realen Messung nicht mehr störend auftritt.

Ein Vergleich der Rohdaten der beiden Schwimmwinkelsensoren lässt aufgrund der Positionsabhängigkeit des Schwimmwinkelsignals keine Rückschlüsse auf die Signalgüten der Schwimmwinkelsensoren zu (vgl. Bild 18 links). Der korrelationsoptische Sensor zeigt durch die Montage am hinteren Stoßfänger größere Schwimmwinkelamplituden als das Schwimmwinkelsignal der nahe des Fahrzeugschwerpunktes angeordneten Inertialsensorik. Deshalb werden im ersten Schritt die Rohdaten der beiden Schwimmwinkelsignale mittels Starrkörperdynamik auf den Fahrzeugschwerpunkt transformiert (vgl. Bild 18 rechts). Dieses geschieht mittels des bei der Continental Reifen Deutschland GmbH standardisierten Fahrdynamik-Postprocesses. Die beiden positionskorrigierten Schwimmwinkelsignale lassen sich auf diese Weise miteinander vergleichen.

Auf trockener Fahrbahn zeigt sich in verschiedenen Fahrmanövern eine hohe Übereinstimmung der positionskorrigierten Schwimmwinkelsignale beider Sensoren.

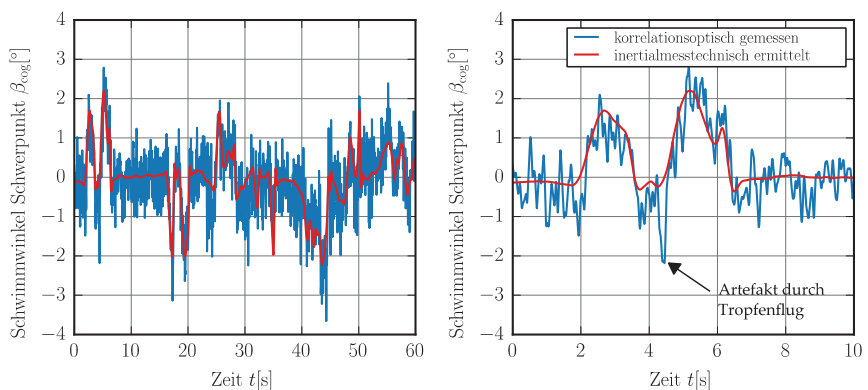


Bild 19: Auf nasser Fahrbahn werden prinzipbedingt größere Unterschiede zwischen den Signalen beider Schwimmwinkelsensoren beobachtet. Der korrelationsoptische Sensor (blau) weist ein erhöhtes Rauschniveau auf und zeigt teilweise Artefakte, die durch Tropfenflug oder Reflexion zustande kommen.

Es treten keine relevanten systematischen Abweichungen, Drifts oder Ausreißer zwischen den beiden Schwimmwinkelsignalen auf. Auch das Rauschniveau hält sich bei beiden Sensortechnologien auf einem vergleichbaren Niveau.

Bei Fahrmanövern auf nasser Fahrbahn treten hingegen sensorbedingte Unterschiede in den Schwimmwinkelsignalen auf (vgl. Bild 19). Zwar zeigen beide Schwimmwinkelsensoren über einen längeren Messzeitraum größtenteils einen vergleichbaren Verlauf des gemessenen Schwimmwinkels (vgl. Bild 19 links). Der korrelationsoptische Sensor weist gegenüber der Messung auf trockener Straße jedoch ein erhöhtes Rauschniveau auf. Darüber hinaus können kurzzeitige Einzelartefakte im Schwimmwinkelsignal beobachtet werden, die auf Tropfenflug bzw. Reflexionen auf der nassen Fahrbahnoberfläche zurückgeführt werden (vgl. Bild 19 rechts). Das inertialmesstechnisch ermittelte Schwimmwinkelsignal zeigt eine zur Messung auf trockener Fahrbahn vergleichbare Signalgüte.

6. Zusammenfassung und Ausblick

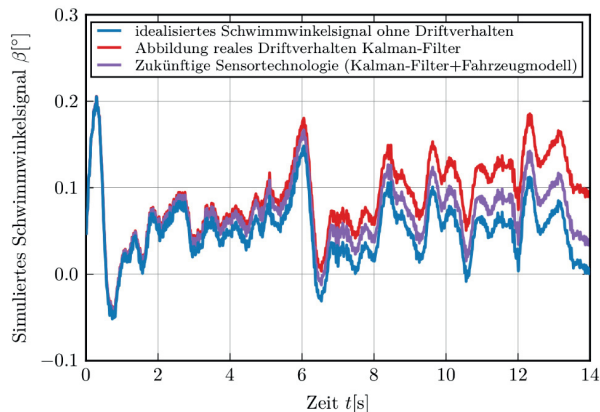


Bild 20: Die zukünftige Integration eines Fahrzeugmodells in die Elektronik der Inertialplattform verspricht eine Reduktion des Schwimmwinkeldriftverhaltens (grün) ohne Anwendung von Postprocessing-Routinen.

Im gemeinsamen Technologieprojekt der Continental Reifen Deutschland GmbH und der Genesys Elektronik GmbH wurde zunächst mithilfe der Fahrdynamiksimulation ein Target für die notwendige Schwimmwinkelgenauigkeit zur Bewertung von Reifenspezifikationen ermittelt. Darauf aufsetzend konnte mit Hilfe eines evolutionsstrategischen Reifenentwicklungsprozesses aufgezeigt werden, welchen Einfluss die Schwimmwinkelgenauigkeit auf eine zielgerichtete, objektiven Kennwerten basierende Reifenentwicklung hat. Im Fahrversuch konnten in verschiedenen Fahrmanövern Vergleichsmessungen mit verschiedenen Sensortechnologien durchgeführt werden. Durch einen simulationsgestützten Optimierungsprozess konnten dabei die Kalman Filter Settings der Inertialmesstechnik gemeinsam so optimiert werden, dass bei anschließenden Fahrversuchen die Signalgüte des Schwimmwinkelsignals auch bei Brückenunterfahrungen hinreichend genau gesteigert werden konnte.

Für zukünftige gemeinsame Untersuchungen wird eine weitere Erhöhung der Schwimmwinkelgenauigkeit der Inertialmesstechnik angestrebt. Neben der Weiterentwicklung der IMU verspricht dabei die Integration eines Fahrzeugmodells (zusätzlich

zur Kalman-Filterung) ein vielversprechender Ansatz zu sein (vgl. Bild 20). Des weiteren wird durch das Zuführen von RTK (Real Time Kinematic) Korrekturdaten eine zusätzliche Steigerung der Schwimmwinkelgenauigkeit erwartet. Mit dem Fortschritt der Sensortechnologie ergeben sich zukünftig neue Möglichkeiten einer auf objektiven Kenngrößen basierenden, zielgerichteten Reifenentwicklung.

7. Abkürzungsverzeichnis

Objektivkennwert GLEITSINUS-MANÖVER:	Bedeutung:
$G_0 \left(\frac{\dot{\Psi}}{\delta_L} \right)$	Quasistationäre Gierverstärkung bei $f=0,2$ Hz
$G_{max} \left(\frac{\dot{\Psi}}{\delta_L} \right)$	Maximale Gierverstärkung bei der Giereigenfrequenz $f_{\dot{\Psi}}$
$\Phi_{1,0} \left(\frac{\dot{\Psi}}{\delta_L} \right)$	Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel δ_L und Giergeschwindigkeit $\dot{\Psi}$ bei $f=1,0$ Hz.
$G_0 \left(\frac{a_y}{\delta_L} \right)$	Quasistationäre Querbeschleunigungsverstärkung bei $f=0,2$ Hz
$G_{90\%} \left(\frac{a_y}{\delta_L} \right)$	90% Niveau der quasistationären Querbeschleunigungsverstärkung
$\Phi_{1,0} \left(\frac{a_y}{\delta_L} \right)$	Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel δ_L und Querbeschleunigung a_y bei $f=1,0$ Hz.

Objektivkennwert LENKRADWINKELRAMPE-MANÖVER:	Bedeutung:
$\delta_{L,lin}$	Lenkradwinkelbedarf beim Querbeschleunigungsniveau $a_y = 3 \frac{m}{s^2}$.
$g\delta_{L,lin}$	Gradient des Lenkradwinkels δ_L über der Querbeschleunigung a_y beim Querbeschleunigungsniveau $a_y = 3 \frac{m}{s^2}$.
β_{lin}	Schwimmwinkelbedarf beim Querbeschleunigungsniveau $a_y = 3 \frac{m}{s^2}$.
$g\beta_{lin}$	Gradient des Schwimmwinkels β über der Querbeschleunigung a_y beim Querbeschleunigungsniveau $a_y = 3 \frac{m}{s^2}$.
$\delta_{L,85\%}$	Lenkradwinkelbedarf bei 85% des maximalen Querbeschleunigungsniveaus ($a_{y,85\%}$).
$g\delta_{L,85\%}$	Gradient des Lenkradwinkels δ_L über der Querbeschleunigung a_y beim Querbeschleunigungsniveau $a_{y,85\%}$.
$\beta_{85\%}$	Schwimmwinkelbedarf beim Querbeschleunigungsniveau $a_{y,85\%}$.

$g\beta_{85\%}$	Gradient des Schwimmwinkels β über der Querschleunigung a_y beim Querschleunigungsniveau $a_{y,85\%}$.
β_{\max}	Maximaler Schwimmwinkelbetrag
$a_{y,\max}$	Maximales Querschleunigungsniveau

8. Literaturverzeichnis

- [1] Ash, H.A.S.: Correlation of Subjective and Objective Handling of Vehicle Behaviour, University of Leeds, Leeds, 2002
- [2] Chen, D.C.: Subjective and Objective Handling Behaviour, University of Leeds, Leeds, 1997.
- [3] Gutjahr, D.: Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe 2014.
- [4] Harrer, M.: Characterisation of Steering Feel, University of Bath, Department of Mechanical Engineering, Bath, 2007.
- [5] Heißing, B., Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch, 4. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2013
- [6] Huneke, M.: Fahrverhaltensbewertung mit anwendungsspezifischen Fahrdynamikmodellen, Technische Universität Braunschweig, Institut für Fahrzeugtechnik, Braunschweig 2010.
- [7] King, R.; Crolla, D.A.; Ash, H.A.S.: Identification of Subjective-Objective Vehicle Handling Links Using Neural Networks for the Foresight Vehicle, SAE paper 2002-01-1126, Detroit, 2002.
- [8] Kobetz, C.: Modellbasierte Fahrdynamikanalyse durch ein an Fahrmanövern parameteridentifiziertes querdynamisches Simulationsmodell, Technische Universität Wien, Institut für Mechanik, Wien, 2003.
- [9] Kollreider, D.: Identifikation der Reifeneigenschaften als Grundlage zur Fahrdynamikbewertung, TU Graz, Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen, Graz, 2009.
- [10] Koegeler, H-M.; Schick, B.; Ecker, J.: Continuous development of steering feel using objective and model-based methods, 7th International Munich Chassis Symposium 2016, München, 2016.
- [11] Mimuro, T.; Ohsaki, M.; Yasunaga, H.; Satoh, K.: Four Parameter Evaluation Method of Lateral Transient Response, SAE Technical Paper 901734, 1990.
- [12] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge., 5. Auflage, Springer Verlag, 2014.
- [13] Rechenberg, I.: Evolutionsstrategie: Optimierung technischer Systeme nach Prinzipien der biologischen Evolution, Frommann-Holzboog Verlag, 1973.

- [14] Schimmel, C.: Entwicklung eines fahrerbarsierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke, Technische Universität München, Institut für Maschinen- und Fahrzeugwesen, München, 2010.
- [15] Jörg Haus, Norbert Lauinger: Optische Gitter: Die Abbildung der Realität, 2007 WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim

