

Fortschritt-Berichte VDI

VDI

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ralph Mayer VDI,
Ingolstadt (Ed.)

Nr. 806

XXXVI. Internationales μ -Symposium

Bremsen-Fachtagung

XXXVI International μ Symposium

Brake Conference

October 27th to 28th 2017,
Bad Neuenahr/Germany

Held by TMD Friction EsCo GmbH,
Leverkusen

Vorwort

Verehrte Gäste des μ -Symposiums,

liebe Mitglieder des μ -Clubs,

wir freuen uns, Sie zum XXXVI. Internationalen μ -Symposium am 27.10.2017 in Bad Neuenahr begrüßen zu können. Die Verdienste von Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer als langjähriger Präsident des μ -Clubs werden zu Beginn der diesjährigen Konferenz durch seinen ehemaligen Mitarbeiter und Mitherausgeber des Bremsenhandbuchs Herrn Prof. Dr.-Ing. Karlheinz H. Bill gewürdigt. Im Rahmen des Auftrakts wird zudem die fünfte Auflage dem Fachpublikum erstmals vorgestellt.

Uns erwarten Konferenzbeiträge zu den Themen des Radverbundes (Daimler) und zur neuen Simulationsmethodik bei der Ermittlung der Bremsflüssigkeitstemperatur (Opel). Weitere Referate behandeln das Thema Leichtbau bei Bremsbelagrückensplatten (NUCAP) sowie Erläuterungen zur Prozesskette vom Konzept, Entwicklung bis zur Erprobung von Radbremssystemen bei schweren Nutzfahrzeugen (BPW). Abseits der rein technischen Themen wird das „Marktmodell der Transformation“ in Bezug auf zu erwartende wirtschaftliche Konsequenzen (pwc) vorgestellt.

Die Automobilbranche unterliegt derzeit einem rasanten Wandel, der sich gleichermaßen von technischen Aspekten über politische und gesellschaftliche Veränderungen erstreckt. Bewährte Ordnungen verlieren Ihre Geltung und schnell formulierte neue Entwicklungsziele unterliegen oftmals noch vagen Rahmenbedingungen. In dieser Situation kann ein fachlicher Dialog Perspektiven und Orientierung aufzeigen. In diesem Sinne wünschen wir allen Teilnehmern des diesjährigen μ -Symposiums eine interessante Tagung und einen konstruktiven kollegialen Austausch.

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ralph Mayer
Präsident μ -Club
ralph.mayer@mb.tu-chemnitz.de

John Hudson
CEO TMD Friction Group SA
john.hudson@tmdfriction.com

Preface

Honoured μ -Symposium guests,
dear μ -Club members,

We are pleased to invite you to the 36th International μ Symposium on 27 October 2017 in Bad Neuenahr. The start of this year's symposium will be marked by honouring the contributions of Professor emeritus Dr Bert Breuer as the long-serving president of the μ -Club, in a speech by his former member of staff and co-publisher of the Brake Technology Handbook, Dr Karlheinz H. Bill. The publication's fifth edition will also be presented to an audience of professionals for the first time as part of the symposium's kick-off event.

Symposium presentations will be held on the topics of wheel assembly (Daimler) and the new simulation methodology used in determining brake fluid temperature (Opel). Further talks will focus on the topic of lightweight construction in pad backing plates (NUCAP) as well as explaining the process chain – from design and development through to testing wheel brake systems – used in heavy commercial vehicles (BPW). Alongside these strictly technical topics, the “Market Model of Transformation” will also be presented, with a focus on the anticipated economic consequences (PwC).

The automotive industry is currently experiencing a dynamic transition engulfing both technical aspects and changes within politics and society in equal measure. The established order is losing ground, and rapidly formulated new developmental goals are often subject to operating conditions that still lack clarity. Professional dialogue can help develop perspective and orientation in this situation. On this note, we hope that all participants in this year's μ -Symposium enjoy a stimulating conference and a constructive exchange among colleagues.

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ralph Mayer
President μ Club
ralph.mayer@mb.tu-chemnitz.de

John Hudson
CEO TMD Friction Group SA
john.hudson@tmdfriction.com

Inhaltsverzeichnis / Content

Laudatio auf Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer.....	1
Prof. Dr.-Ing. Karlheinz H. Bill,	
 Rad-Bremsscheibe-Radnabe – Anforderungen an den Radverbund	9
Dr.-Ing. Günter Leister	
 Multiphysikalische Simulation der Bremsflüssigkeitstemperatur bei Bergabfahrten	21
M. Streitenberger, Dr. S. Yigit, Dr. J. Wuchatsch	
 Leichte Verbundwerkstoff Rückenplatte für Bremsbeläge	39
P. Mody, S. Lambert, S. Foots, A. Azaad	
 Druckmittelpunktverschiebung bei pneumatisch betätigten Scheibenbremsen.....	40
Michael Pehle	
 easycy – Die fünf Dimensionen der Transformation der Automobilindustrie.....	55
Christoph Stürmer	
 Laudation for Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer	77
Prof. Dr.-Ing. Karlheinz H. Bill,	
 Wheel - Brake disk - Wheel hub – Requirements to the Wheel Assembly	85
Dr.-Ing. Günter Leister	
 Multiphysical Simulation of Brake Fluid Temperature Rise during Mountain Descent.....	97
M. Streitenberger, Dr. S. Yigit, Dr. J. Wuchatsch	
 Light-weight Composite Back-Plates for Brake Pads	115
P. Mody, S. Lambert, S. Foots, A. Azaad	
 Centre of pressure shifting with pneumatically actuated disc brakes.....	136
Michael Pehle	

eascy – The Five Dimensions of the Transformation of the Automotive Industry	151
Christoph Stürmer	

Laudatio auf Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer

Prof. Dr.-Ing. Karlheinz H. Bill,

HTW-Berlin

karlheinz.bill@HTW-Berlin.de

**Sehr geehrter Herr Professor Breuer,
sehr geehrte Damen und Herren,**

das diesjährige XXXVI. μ -Symposium wird geprägt sein von einem entscheidenden Wechsel. Professor Breuer hat sein Amt als Präsident des μ -Clubs an seinen Nachfolger, Professor Mayer, übergeben. Es ist mir eine besondere Ehre, aber vor allem ein großes Bedürfnis zu Ihrem Abschied, Herr Professor Breuer, das Wort zu ergreifen.

Geboren 1936 in Köln erlebten Sie in Ihrer Kindheit und Jugend Unterdrückung und Zerstörung. Die Nachkriegszeit in der Ära des Wiederaufbaus und des Wirtschaftswunders war sicherlich mit viel Verzicht verbunden. Sie barg aber auch die Chance für Persönlichkeiten wie Sie es sind, nach vorne zu schauen, Hürden zu überwinden und einen entscheidenden Beitrag zum Fortschritt in der Fahrzeugtechnik zu leisten.

Nach Führungsfunktionen bei der Klöckner-Humboldt-Deutz AG und des TÜV Rheinlandes in Köln wurden Sie an die Technische Hochschule Darmstadt berufen. Das von Ihnen am 1. November 1977 vor 40 Jahren gegründete Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) leiteten Sie bis zu Ihrer Emeritierung am 30. September 2001.

Die Fahrzeugtechnik an der TU-Darmstadt ist untrennbar verbunden mit dem Namen Breuer.

Unter schwierigen Bedingungen – Personalmangel, aufgestautem Studentenzustrom, langen Wartelisten bei konstruktiven Arbeiten, geliehenen Fahrzeugen und Messgeräten – gelang es Ihnen, den Auf- und Ausbau des Fachgebietes kontinuierlich voranzutreiben. Sie haben FZD zu dem gemacht, was es heute ist: eine weit über die Gren-

zen Deutschlands hinaus bekannte Institution, die dazu beiträgt, dass das Maschinenbau- und Fahrzeugtechnikstudium in Darmstadt im Universitäts-Ranking regelmäßig die vorderen Plätze belegt.

Unter Ihrer Leitung entstand eine effektive Grundstruktur der Lehre, die bis heute Bestand hat: Vorlesungen und Praktika erweitert um Seminare mit Vorträgen externer Experten und interne Diskussionsrunden mit Führungskräften aus der Industrie und ehemaligen Fachgebietsangehörigen. Hilfreich in dieser Phase waren Ihre persönlichen Kompetenzen, Weitsicht und Weltoffenheit gepaart mit den oft belächelten deutschen Tugenden Beharrlichkeit und Zuverlässigkeit. Ihrer Bescheidenheit ist es zuzurechnen, dass Sie - für einige Kollegen unverständlich – keine Eintrittsgebühren für Tagungen und Veranstaltungen verlangten.

Den hohen Maßstab, den Sie sich selbst setzten, legten Sie auch bei anderen an. Das folgende Zitat aus dem FOCUS Magazin (Nr. 20, 1997) kann Ihre Maxime nicht besser beschreiben: *Auch wenn die Studenten stöhnen – der Darmstädter Fahrzeugtechnikprofessor Bert Breuer bringt die extremen Ansprüche seiner Zunft an ihren Nachwuchs auf den Punkt: „Wir wollen keine Universal-dilettanten ausbilden.“*

Daher waren Prüfungen bei Ihnen wegen der hohen Anforderungen nicht sonderlich beliebt. Gerne überraschten Sie die Kandidaten mit Themen aus dem eigenen Umfeld. So lautete beispielsweise eine Prüfungsfrage, der eine persönliche Erfahrung zu Grunde lag: „Sie stehen nachts bei Kälte in einer Vollsperrung auf der Autobahn. Wie lange läuft der Motor incl. Heizung?“

Häufig konnten bei FZD im wissenschaftlichen Bereich bedeutende Maßstäbe gesetzt werden. Die aktive und passive Sicherheit aller am Verkehrsgeschehen Beteigter gehörte von Anfang an zu den wesentlichen Zielen des Fachgebietes.

Ihre eigene wissenschaftliche Herkunft von der RWTH Aachen, wo Sie 1970 mit dem Thema „*Über die Wandberührung von Kraftstoff im schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung*“ promovierten, spiegelt sich nicht zuletzt in der Existenz eines fachgebietseigenen Motorenprüfstandes wider.

Das Machbare immer im Blick ist es Ihnen gelungen die Ingenieurausbildung an Ihrem Fachgebiet von Anfang an technisch breit gefächert aufzustellen.

Eine der ersten großen Herausforderungen, die Sie erwarteten, war das vom Bundesministerium für Forschung und Technologie (BMFT) geförderte Projekt UNI-Car. In

Gemeinschaftsarbeit der fahrzeugtechnischen Institute der RWTH Aachen, TU Berlin, TU Darmstadt und Universität Stuttgart wurde zwischen 1978 und 1983 ein Forschungs-PKW konzipiert und mit Unterstützung externer Industriepartner realisiert. Obwohl zu Beginn des Vorhabens die Skepsis von außen groß war, konnte UNI-Car unter Ihrer Projektleitung termingerecht auf der IAA 1981 der Öffentlichkeit vorgestellt werden.

Das erfolgreiche Abschließen des Projektes hat den Neuling FZD deutschlandweit bekannt gemacht. Der Forschungs-Pkw UNI-Car ist noch heute in vielerlei Hinsicht ein zukunftsweisendes Fahrzeug, insbesondere im Bereich der passiven Sicherheit für Fußgänger und Zweiradfahrer.

Ausgangspunkte für bedeutsame Forschungsarbeiten und entscheidende Beiträge zum Thema Sicherheit bildeten unter anderem verschiedene von Ihnen erstellte Gerichtsgutachten, von denen einige auf großes öffentliches Interesse stießen.

Die Motorradforschung am Fachgebiet nahm ebenfalls ihren Anfang in einem Gerichtsgutachten. Die damals zunächst unerklärliche Unfallursache einer Honda-Goldwing führte zur ersten Motorrad-Dissertation am Fachgebiet Fahrzeugtechnik. Seit 1979 haben sich Lehre und Forschung bei FZD auf dem Gebiet der Krafträder in deutschlandweit einzigartiger Weise weiter entwickelt. Die lange Tradition und Kontinuität in diesem Bereich ist jedoch nicht zuletzt Ihrer eigenen Begeisterung für dieses Einspurfahrzeug zuzuschreiben.

Zu Beginn der Motorradforschung nahmen die wissenschaftlichen Arbeiten bei FZD auf dem Gebiet der Krafträder ein Alleinstellungsmerkmal in der Forschungslandschaft ein. Es entstanden innovative Prüfstände zur Erforschung der Reifencharakteristik, ein neuartiger Motorradschutzkleidungsprüfstand und sogar ein Verstellmotorrad zur gezielten Erforschung der Motorradfahrstabilität.

Neben den schon erwähnten Aktivitäten in den Bereichen Verkehrssicherheit und Motorradforschung seien stellvertretend für die zahlreichen Forschungsschwerpunkte Untersuchungen an Reifen, Fahrbahn, Kraftschluss, Bremsen, Fahrdynamik und neuen Fahrzeugkonzepten genannt. Mit dem 1988 durch Sie mitgegründeten Sonderforschungsbereich 241 „*Neue integrierte mechanisch-elektronische Systeme für den Maschinenbau (IMES)*“ wurden Projekte aus DFG (Deutsche Forschungsgemeinschaft)-Mitteln finanziert.

Als Beispiel für Ihren großen Weitblick in Sachen Sicherheitsforschung möchte ich den – zu Beginn gegen die Empfehlung anderer Fachleute – bei FZD entwickelten neuartigen Reifensor nennen. Die Forschungsarbeiten am „*Darmstädter Reifensor*“ wurden im Rahmen des ersten DFG-Teilprojektes „*Rad mit integrierter Messung dynamischer Größen im Reifen (A3)*“ durchgeführt. Gerade der Reifen-Fahrbahnkontakt ist ein Schlüsselparameter für alle fahrdynamischen Manöver, insbesondere auch für das Bremsen.

Aufgrund der erfolgreichen Reifenforschung bei FZD wurde das Fachgebiet in europäische Forschungsvorhaben eingebunden, wie z.B. Prometheus (**PROgraMme for a European Traffic of Highest Efficiency and Unprecedented Safety**) und TINO (Tyre-Noise-Emission), in dessen Rahmen unter anderem Forschungsarbeiten zur berührungslosen Kraftschlussmessung zur Verbesserung der Fahrsicherheit durchgeführt wurden (Tyre-Road Friction-Monitoring) . Die hierbei erlangten Erkenntnisse gewinnen mit Blick auf zukünftige autonome Systeme zunehmend an Bedeutung und machen auch heute noch den hohen wissenschaftlichen Stand Ihrer Arbeit sehr deutlich.

Eine realitätsnahe Forschung war Ihnen stets ein wichtiges Anliegen. So sind unter Ihrer Leitung als Besonderheit bei FZD im Laufe der Zeit zahlreiche, weltweit einzigartige Versuchseinrichtungen und Messanhänger entstanden mit deren Hilfe das Reifenverhalten auf realen Fahrbahnen teils bremsend, teils treibend untersucht werden konnten. Dies galt gleichermaßen für Nutzfahrzeuge, PKW und Krafträder.

Von Anbeginn an waren Bremsen gemeinsam mit Themen zu Fahrwerk und Radaufhängung bei FZD eine wichtige Forschungssäule. Die ersten Dissertationen zur Bremsenforschung beschäftigten sich mit „schnelllaufenden“ Traktoren und landwirtschaftlichen Zügen mit Geschwindigkeiten bis 40 km/h.

Zu einer der schwierigsten Aufgaben gehörte sicherlich die Untersuchung des 1987 in Herborn von einem mit Kraftstoff beladenen Sattelschlepper verursachten Unfalls, bei dem es mehrere Tote und schwer Verletzte gab und ein erheblicher Sachschaden entstand. Das von FZD verfasste Gutachten hielt auch dem Revisionsverfahren beim BGH stand. Durch die gewonnenen Ergebnisse konnten gefährliche Schwachstellen im Bereich der Nutzfahrzeug-Bremsanlagen aufgezeigt und Maßnahmen zur Verbesserung vorgeschlagen werden. Eine konkrete Lösung in diesem Zusammenhang stellen die mittlerweile verbindlich vorgeschriebenen automatischen Gestängesteller dar.

Früh haben Sie die Bedeutung von ABS bei Motorrädern erkannt. Bei FZD wurden unterschiedliche ABS-Systeme untersucht, die letztlich den Weg zur Serieneinführung geebnet haben. Seit 2017 ist der Einbau eines ABS Vorschrift für die Erstzulassung von Krafträder über 125 ccm.

Im Rahmen zweier vom BMFT geförderter Projekte wurden gemeinsam mit ITT-Automotive (heute Continental Teves) Forschungsarbeiten zur wissenschaftlichen Beleuchtung der Einflüsse von Schwingungsdämpfern auf ABS und zur Untersuchung elektrisch betätigter Radbremsen durchgeführt.

Die FZD-Grundsatzforschungsarbeiten an elektromechanisch betätigten Radbremsen bildeten die technische und industrielle Entwicklungsgrundlage für heutige Radbremsen dieser Bauart. Im weiteren Verlauf schufen Sie die Voraussetzung für eine erfolgreiche Durchführung des DFG-Teilprojektes „*Neuartige mechatronische Radbremse zur Integration in zukünftige Fahrzeugregelsysteme (B6)*“. Die TUD (Technische Universität Darmstadt) konnte somit als eine der ersten Universitäten hierzu Ergebnisse vorweisen.

Betrachtungen zum Spannenergiebedarf elektrisch betätigter Radbremsen führten zu vollständig neuartigen Ansätzen der geregelten Selbstverstärkung.

Themen zur Mensch-Maschine-Schnittstelle im Bremssystembereich wurden bei FZD mehrfach adressiert. Hierzu gehörten zum Beispiel Untersuchungen zur Wirkung des „Bremsassistenten“ und Forschungsarbeiten zur Ursachenerkennung von bremsenerregten Schwingungen (Rubbeln). Zudem wurde unter Ihrer Leitung die ergonomische Gestaltung der Bremspedalcharakteristik mit Blick auf eine technologische Neuaustrichtung zukünftiger Bremsanlagen wissenschaftlich beleuchtet.

Ihr Bestreben, gänzlich neue Forschungsthemen aufzugreifen, das zur Erlangung entscheidender neuartiger Erkenntnisse notwendig ist, mag sicherlich auch zur Entstehung der grundlegenden und zukunftsweisenden Arbeiten bei FZD beigetragen haben.

Mich hat die Bandbreite der motorisierten Fahrzeuge, die Sie beherrschen, stets tief beeindruckt. Ob auf dem Land, zu Wasser oder in der Luft, es gibt kaum ein Fortbewegungsmittel, dass Sie nicht führen können oder geführt haben.

Zu meinen ersten persönlichen Erfahrungen mit Ihnen gehörte die Betreuung meiner Studienarbeit, ein konstruktiver Entwurf zum Thema Motocross. Da Ihnen besonders

die konstruktiven Arbeiten am Herzen lagen, ließen Sie es sich nicht nehmen, die Arbeit persönlich zu betreuen, statt die Kontrolle ihrem Assistenten zu überlassen.

Neben Ihrer hohen fachlichen Kompetenz konnten Sie Ihren Mitarbeitern und Studenten Softskills mit auf den Weg geben, die wichtige Karrierebausteine für ihre berufliche Laufbahn darstellten. So profitieren sie von dem von Ihnen geforderten und geförderten Vortragsstil, den Präsentationstechniken und dem respektvollen Umgang miteinander hinsichtlich Lob und Tadel.

Die hohe Akzeptanz, die Sie bei Ihren Mitarbeitern genossen, spiegelte sich auch im „*Verein der Freunde des Fachgebietes Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt e.V.*“ (FFF) wider, der Ihnen von der damaligen Belegschaft zu Ihrem 60. Geburtstag geschenkt wurde.

Neben Ihren Leistungen bei FZD waren Sie in zahlreichen Verbänden tätig, in denen Sie nachhaltige technische Entwicklungen mit angestoßen haben.

Von 1988 bis 1990 waren Sie Vorsitzender der VDI (Verein Deutscher Ingenieure)-Gesellschaft. Für Ihre Verdienste auf dem Gebiet der Fahrzeug- und Verkehrstechnik würdigte Sie die VDI-FVT (Fahrzeug- und Verkehrstechnik) 1997 mit der Benz-Daimler-Maibach-Medaille.

In den Jahren 1996 bis 1998 standen Sie dem Weltverband der Automobilingenieure FISITA als Präsident vor.

Ihre langjährige Erfahrung, ihre guten Kontakte und Ihr konstantes Bestreben die enge Vernetzung zwischen Wissenschaft und Industrie zu stärken, machten Sie als Präsident des μ -Clubs besonders wertvoll.

Seit 1997 hatten Sie als Präsident des μ -Clubs den wissenschaftlichen Vorsitz des μ -Symposiums inne.

Dass wir heute hier so zahlreich zusammen kommen ist in weiten Teilen auch Ihr Verdienst. Als der μ -Club 1979 von George Naoum als Vereinigung von Bremsenfachleuten aus der Kraftfahrzeug- und Bremsenindustrie gegründet wurde, war nicht absehbar, dass die Veranstaltung sich zu einer derart erfolgreichen Institution entwickeln würde. Sie haben es als sein Nachfolger in den vergangenen zwei Jahrzehnten verstanden, das jährlich stattfindende μ -Symposium als eine international anerkannte und wegweisende Fachtagung zu etablieren.

Zu einer Ihrer ersten Handlungen gehörte die Neugestaltung der Publikationen. Bislang waren die Präsentationen als Handouts kopiert und per E-Mail nur den Teilnehmern zur Verfügung gestellt worden. Bereits im ersten Jahr Ihrer Präsidentschaft wurden die Vorträge als Bestandteil der angesehenen VDI-Fortschritt-Berichte zeitgleich zum μ -Symposium veröffentlicht. Von diesem Zeitpunkt an waren und sind die Beiträge öffentlich für jeden verfügbar. Diese Maßnahme führte hinsichtlich der Zusammenarbeit zwischen Wissenschaft und Industrie zu einer neuen Qualität.

Schrittweise erfolgte unter Ihrer Leitung die Erweiterung von anfänglich 4 auf 6 Beiträge. Dank Ihrer weitreichenden Kontakte konnten sie immer wissenschaftlich herausragende Referenten für die Konferenz gewinnen. Ihrem Bestreben nach Internationalisierung ist es zu verdanken, dass die VDI-Berichte seit 1999 zweisprachig – in deutsch und englisch - erscheinen. Als Auszeichnung für besondere Leistungen auf dem Gebiet der Bremssysteme haben Sie die μ -Medaille in Gold eingeführt.

Zu dem hohen Ansehen, dass das μ -Symposium weltweit genießt, haben Sie in beträchtlichem Maß beigetragen. Sie haben neue Maßstäbe gesetzt. Und es wird mir sicherlich jeder zustimmen, wenn ich behaupte, dass auch die zukünftigen Tagungen des μ -Symposiums zu aktuellen Themen in den Bereichen Sicherheit und Bremsen von Ihrem Geist geprägt sein werden.

Ohne Ihre Visionen, ohne Ihr Know-How und unermüdliches Engagement wäre der μ -Club nicht an dem Punkt, wo er heute steht.

Wir alle wünschen uns dass sich das μ -Symposium in Ihrem Sinne weiterentwickelt.

Neben Ihren zahlreichen vielsprachigen Publikationen soll das von Ihnen mit herausgegebene Bremsenhandbuch, das in diesem Jahr in der 5. Auflage erscheint, besondere Erwähnung finden. Das einstige Ate-Bremsen-Handbuch hat sich dank Ihres Einsatzes von einer Reparaturanleitung zu einem wissenschaftlichen Werk entwickelt. Laut Verlag ist es „*das einzige Fachbuch weltweit, das den heutigen Entwicklungsstand aller Fahrzeugbremsen darstellt*“. Es ist mir eine große Freude, gemeinsam mit Ihnen das Werk herausgeben zu dürfen.

Herr Professor Breuer, Sie waren und sind mir ein Vorbild sowohl in beruflicher als auch in menschlicher Hinsicht. Trotz Ihrer vielzähligen Verpflichtungen hatten Sie auch immer ein offenes Ohr für die Belange anderer.

Während meiner langjährigen Arbeit unter Ihrer Leitung konnte ich viel von Ihnen lernen. Ihr Führungsstil beruhte auf Ihrer natürlichen Autorität, auf Gradlinigkeit und Verlässlichkeit. Im Umgang mit anderen waren Sie ehrlich und konsequent, aber immer auch respektvoll und fair. Damit haben sie eine Vertrauensbasis geschaffen, wie ich sie mir nicht besser vorstellen kann.

Herr Professor Breuer, mir bleibt nur noch, Ihnen im Namen jedes hier Anwesenden für all das zu danken: für Ihren persönlichen Einsatz, die vielen Jahre des gemeinsamen Schaffens und das Erreichte.

Wir hoffen auch in Zukunft auf Ihre produktiven Ideen, Ihren Rat und Ihre Erfahrung nicht verzichten zu müssen.

Ihnen, lieber Herr Professor Breuer, und Ihrer Frau, die Ihnen in den vergangenen Jahren stets unterstützend zur Seite gestanden hat, wünsche ich für die Zukunft alles erdenklich Gute! Es bleibt nun etwas mehr Zeit für lange zurückgestellte Interessen und Unternehmungen mit Familie und Freunden.

Es ist in der Tat nicht einfach Ihren Ansprüchen Stand zu halten. Sie haben für Ihren Nachfolger, Professor Mayer, sehr große Fußstapfen hinterlassen. Aber ich bin der festen Überzeugung, dass seine Füße hineinwachsen werden, so dass Sie sicherlich mit einem guten Gefühl den Staffelstab weitergeben können.

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit.

Rad-Bremsscheibe-Radnabe – Anforderungen an den Radverbund

Dr.-Ing. Günter Leister
Daimler AG
guenter.leister@daimler.com

1 Einleitung

Nicht nur die Konstruktion und die Ausführung des Rades, sondern auch die Radbefestigungselemente müssen unter allen Betriebsbedingungen des Fahrzeugs sicherheitsrelevante Aufgaben erfüllen. Die im Betrieb auftretenden Radkräfte aus Antrieb, Bremsen, Radlast und Radführung sind vom gesamten Verbund, d.h. Radbefestigung, Rad, Bremsscheibentopf und Radnabe, aufzunehmen, ohne dass die Betriebsfestigkeit und die Funktion von Rad und Achsbauteilen beeinträchtigt wird.

Radverschraubungen sind typische Verschraubungen der Kategorie A nach VDI 2862 Blatt 1, das heißt ein Versagen, z.B. in Form des Verlusts eines Rades, bedeutet Gefahr für Leib und Leben. Andererseits gehören Radverschraubungen zu den am häufigsten gelösten und wieder montierten Schraubenverbindungen am Fahrzeug, was die Ansprüche an die Sicherheit zusätzlich erhöht.

Die Radschraubenauslegung ist eine typische ingenieurmäßige Aufgabe. Bei Zugrundelegung einer gleichzeitig auftretenden Kombination aus allen in der Praxis möglichen maximalen Belastungen wie Antriebs- und Bremsmomente, Aufstandskräfte und Seitenführungs Kräfte, stoßartige Belastungen (z.B. Durchfahren eines Schlaglochs oder Anstoßen an ein Hindernis) ist die Realisierung eines Reibschlusses in den Trennfugen (insbesondere zwischen Scheibenrad und Bremsscheibentopf) kaum möglich. Daher müssen für die Auslegung möglichst realistische Annahmen getroffen werden, z.B. durch Auswertung von Lastkollektiven aus Fahrversuchen.

Der zunehmende Zwang zum Leichtbau von Komponenten in Verbindung mit gleichzeitig steigenden Motorleistungen und wachsenden Fahrzeuggewichten führt zu höheren dynamischen Lasten, Bewegungen und Verformungen in den Radverschraubungssystemen. Diese können noch verstärkt werden durch lastwechselbedingte Verschiebungen zwischen Bremsscheibe und Rad in Umfangsrichtung. Bei Überschreiten von sogenannten Grenzverschiebungen oder Grenzverformungen kann es im Bereich der Kopfauflage in der Kalotte bei niedrigeren Reibungszahlen in Extremfällen zu einem selbsttägigen Losdrehen der Verbindung kommen. Bei höheren Reibungszahlen kann dagegen durch Mikro- Oszillationsbewegungen ein Verschweißen im Bereich der Kopfauflage auftreten. Diese Neigung zu Kaltverschweißungen ist bei Stahlrädern aufgrund ihrer größeren Nachgiebigkeit üblicherweise stärker ausgeprägt als bei Aluminium- Rädern.

2 Auslegung und konstruktive Umsetzung

Neben der Radverschraubung selbst haben die Nachgiebigkeit und das Verformungsverhalten von Scheibenrad, Bremsscheibentopf und Nabe einen entscheidenden Einfluss auf den dynamischen Radfestsitz. Das Verformungsverhalten von Scheibenrad und „Hinterland“ bestimmt wesentlich die auf die Radverschraubung einwirkenden dynamischen Kräfte und Verformungen und damit wesentlich auch die Sicherheit der Radverschraubung. Eine hohe Steifigkeit von Rad und „Hinterland“ wirkt sich meist günstig auf den Festsitz aus, weil dadurch die Schraubenzusatzkräfte kleiner werden, Bild 1.

Dieses Bild zeigt den Einfluss der Nachgiebigkeitsverhältnisse auf die dynamische Schraubenzusatzkraft im Falle zyklischer Betriebskräfte:

- Flache Kennlinie für Rad + „Hinterland“ = große Nachgiebigkeit
=> hohe dynamische Schraubenzusatzkraft;
- steile Kennlinie für Rad + „Hinterland“ = kleine Nachgiebigkeit
=> niedrige dynamische Schraubenzusatzkraft

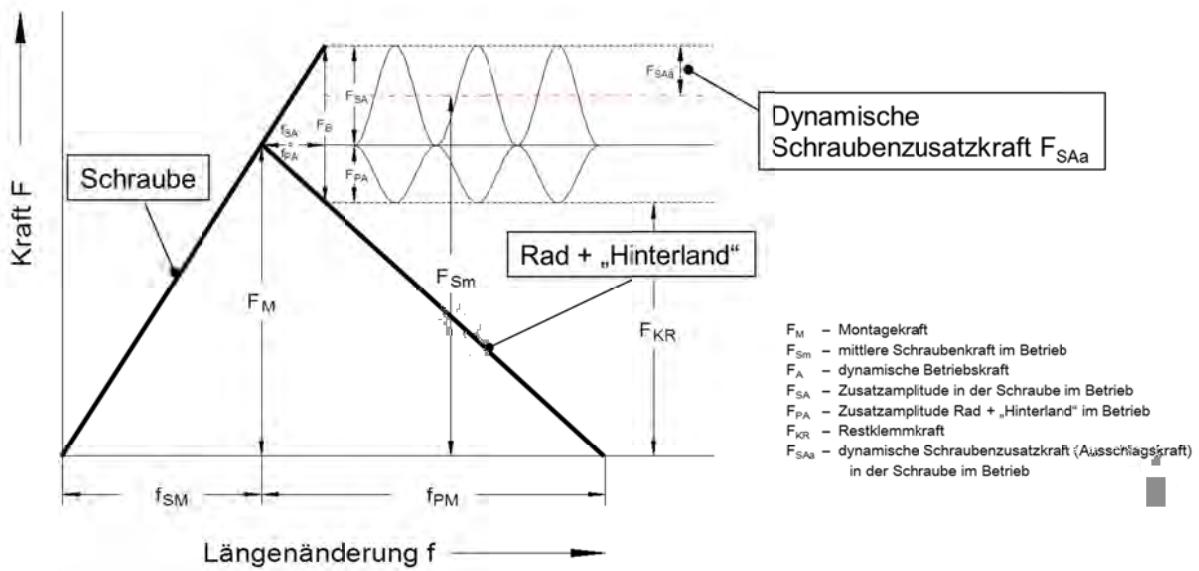


Bild 1: Verspannungsschaubild Radschraube mit dem Rad und dem „Hinterland“

Die Erprobung und Freigabe von Radverschraubungen ist äußerst zeit- und kostenaufwendig, denn es muss neben der Serienmontage auch eine Reihe praktische Situationen aus dem Feld in Prüfstands- und Fahrversuchen abgesichert werden.

Die geometrische Auslegung der Radbefestigung, d.h. die Festlegung des Teilkreis durchmessers, der Anzahl und die Dimensionierung der Befestigungselemente ist Aufgabe des Fahrzeugherstellers. Das Rad wird im Pkw mit drei bis fünf Radschrauben oder Radmuttern durch die Befestigungslöcher der Räder an der Achsnabe befestigt. Bei Geländewagen und bei leichten Nutzfahrzeugen findet man oft sechs Radschrauben bzw. Stehbolzen mit Radmuttern. Die Auflage der Radbefestigungselemente am Rad ist je nach Fahrzeughersteller konstruktiv unterschiedlich ausgeführt. Meist sind es Kugelkalotten oder Kegel, in wenigen Fällen auch ebene Auflageflächen.

Insbesondere im Premiumfahrzeugsegment haben sich vor allem im europäischen Raum Radschrauben als Befestigungselemente durchgesetzt, während im amerikanischen und asiatischen Markt traditionell meist Radbolzen mit Muttern verwendet werden. Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich daher vorwiegend auf Radschraubenbefestigungen.

Auslegung, Gestaltung und Fertigung von Radverschraubungen mit dem Ziel einer hohen Betriebssicherheit setzen ein umfassendes Wissen über die Funktion des gesamten Radverschraubungssystems und viel praktische Erfahrung voraus. Eine sorgfältige Abstimmung der Geometrie der Auflage der Radverschraubungselemente am

Rad (z.B. Kugelkalotte oder Kegel) und der Reibparameter sind bei der konstruktiven und praktischen Festlegung der Anziehdrehmomente und des Anziehverfahrens unabdingbar.

3 Vorspannkraft und Reibverhältnisse

Die für die Funktionssicherheit des Schraubverbunds mindestens erforderlichen Schraubenklemmkräfte müssen sowohl im Neuzustand (Erstmontage) wie auch im gebrauchten Zustand und unter Berücksichtigung aller dynamischen Betriebszustände sicher erreicht und eingehalten werden. Ein guter Rundlauf des Rads auf der Radnabe wird über die Ausführung des Mittenlochs als Zentrierbohrung mit exakt definierter Spielpassung zur Radnabe und nicht durch die Radschrauben erreicht.

Einer der meist unterschätzten Faktoren beim Radverbund sind die Reibverhältnisse. Die Radschrauben erzeugen die Klemmkraft, die Kraftübertragung beim Bremsen und Beschleunigen sollte primär über Kraft- oder Reibschluss erfolgen. Nur im Notfall blockiert ein Formschluss entweder über die Radschraube oder den Stehbolzen Relativbewegungen zwischen Rad und Bremsscheibe, wenn es durch eine Verdrehung des Rades in Umfangsrichtung zur Anlage am Radbefestigungselement kommt. Zur Sicherstellung eines ausreichenden Kraft- oder Reibschlusses muss daher bei Änderung der Reibverhältnisse sowohl bei der Radschraube als auch bei Rad, Bremsscheibe und Radnabe eine neue versuchstechnische Absicherung des Verbundes erfolgen.

Unter anderem ist es wichtig, speziell am Rad definierte Reibverhältnisse zu schaffen. Eine Möglichkeit besteht darin, am Radflansch gezielt Reibringe anzubringen. Bild 2 zeigt hierzu beispielhaft das Druckbild von einem Al-Guss (oben) - und einem Stahlrad (unten) mit zwei Reibringen. Bei der spanenden Bearbeitung der Reibringe im Rahmen der Radfertigung muss sichergestellt werden, dass bei der späteren Montage zuerst der äußere und dann der innere Reiring am Bremsscheibentopf anliegt, damit neben reproduzierbaren Reibverhältnissen der für den Reibschluss maßgebende mittlere Reibradius möglichst groß wird. Neben dem Vorteil eines definierten resultierenden Reibradius erhält man dadurch noch eine gewisse zusätzliche Sicherheit gegenüber Setzkraftverlusten bei oder nach der Montage, indem z.B. bei nicht gereinigten Anlageflächen des Rades harte Partikel, z.B. Sandkörner, die bei der Montage zerdrückt werden, aber auch Lackabrieb oder Korrosionsrückstände in die Zwischenräume verdrängt werden können.

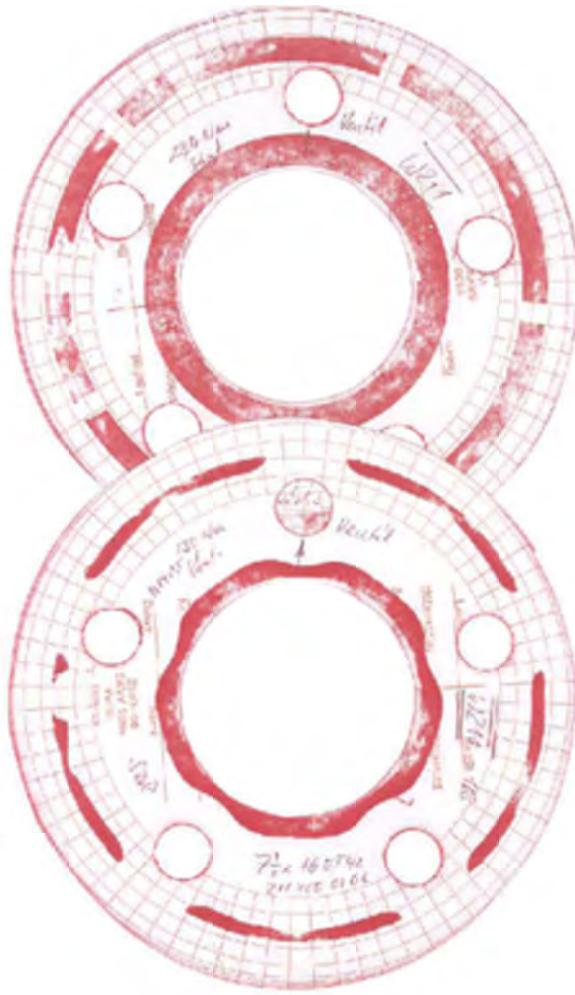


Bild 2: Konstruktive Gestaltung der Radauflage auf dem Bremsscheibentopf durch innere und äußere Reibringe - Funktionsnachweis durch Druckbildmessung

4 Anziehdrehmoment und Vorspannkraft

Neben der Sicherstellung eines ausreichenden Korrosionsschutzes ist das auf die Rad schrauben aufgebrachte Beschichtungssystem auch maßgebend für die prozesssichere Einstellung des Verhältnisses Anziehdrehmoment /Vorspannkraft während der Montage und für das spätere Verhalten im Betrieb, insbesondere für den dynamischen Radfestsitz. Üblicherweise legt der Fahrzeugherrsteller den Radverbund für eine Mindest-Klemmkraft der Radverschraubung aus, die auf keinen Fall unterschritten werden darf. Unter Einbeziehung entsprechender Sicherheiten wird anschließend ein Vorspannkraftfenster für die Erstmontage (Serienmontage) festgelegt mit Vorspannkräften in einer Höhe, bei der der gesamte Radverbund sauber und ohne unzulässige Verformungen verspannt wird. Hierzu wird ein entsprechendes Anziehdrehmoment be-

stimmt. In der Serienmontage wird, ausgehend von einem vorgegebenen Fügemoment, für jeden für das Fahrzeug vorgesehenen Radtyp (z.B. KTL- beschichtetes Stahlrad, Alu- Gussrad, Alu- Schmiederad, KTL- beschichtetes Alu- Bandrad) der Weiterziehwinkel bis zum Erreichen des Soll-Anziehdrehmoments erfasst und dokumentiert, um sicherzustellen, dass die erwartete Vorspannkraft mit möglichst geringen Streuungen erreicht wurde.

Bei Stahlrädern darf bei der Erstmontage (Serienmontage) eine maximale Vorspannkraft nicht überschritten werden, da sonst die Gefahr unzulässiger plastischer Verformung bis hin zur Zerstörung der Stahlkalotte besteht. Die Radschrauben sollten hierbei so dimensioniert werden, dass bei der Serienmontage eine Streckgrenzausnutzung der Schrauben von rd. 60 \div 70 % nicht überschritten wird. Insbesondere bei Aluminium- Rädern (ausgenommen Aluminiumband- Räder) darf nach Mehrfachanzug mit einer festgelegten Anzahl von Löse- und Wiederanzügen (z.B. 10-fach oder 20-fach) eine minimale Vorspannkraft nicht unterschritten werden. Die letztgenannte Anforderung spiegelt die Erfahrung wieder, dass das Reibungsverhalten und damit das Verhältnis Anziehdrehmoment / Vorspannkraft durch folgende Einflüsse maßgeblich beeinträchtigt werden kann:

- Korrosion im Bereich der Kopfauflage und im Gewinde
- örtlicher Abrieb des Beschichtungs- oder Schmierstoffsystems bei Mehrfachmontag
- Temperaturinstabilität des Beschichtungs- oder Schmierstoffsystems.

Häufig erhöht sich durch diese Einflüsse die Reibung in den Auflageflächen und im Gewinde mehr oder weniger stark. Dies kann wiederum erschwerte Lösbarkeit, zu geringe und stark streuende Vorspannkräfte beim Wiederanzug und im Extremfall Dauerbruch bei höheren dynamischen Lasten infolge nicht ausreichender Vorspannkräfte zur Folge haben. Die Auslegung muss durch umfangreiche Prüfstandsversuche abgesichert werden.

Ein Beispiel für eine Auslegung des Drehmoment-Vorspannkraft-Verhaltens bei einem Al-Schmiederad zeigt Bild 3. Diese Bild zeigt den Anzug in einem Al-Schmiederad mit einem Anziehdrehmoment $MA=110$ Nm. Bei einer Ausnutzung von $v=60$ % der Streckgrenzlast wird bei einer angenommenen Reibungszahl von $\mu=0,10$ (Erstmontage/Serienanzug) eine Vorspannkraft von rd. 41 kN erreicht. Bei einer Erhöhung der

Reibungszahl im Betrieb auf $\mu=0,20$ (z.B. durch Mehrfachanzug, Abrieb oder Korrosion) beträgt die Vorspannkraft nur noch rd. 22 kN.

M_A - F_v - Diagramm

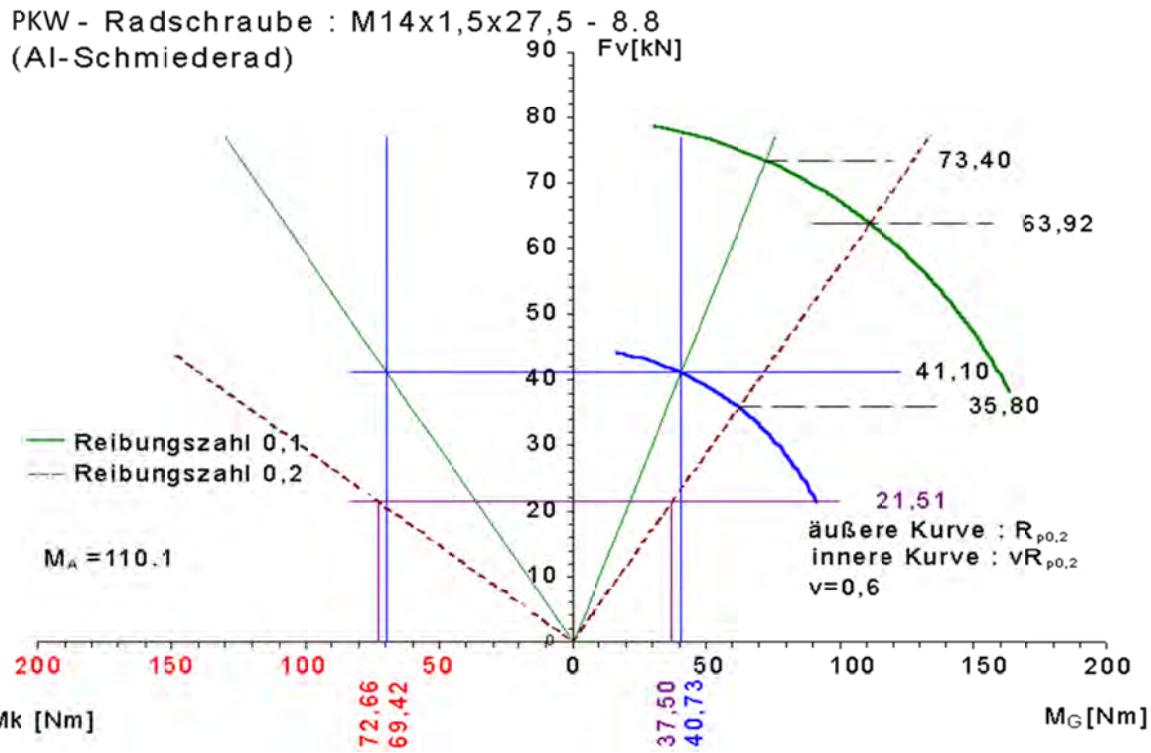


Bild 3: Verhältnis Anziehdrehmoment/Vorspannkraft bei einer Radverschraubung

Bisweilen werden für verschiedene Baureihen eines Herstellers unterschiedliche Räderdertypen mit entsprechend angepassten Radschrauben verwendet, Bild 4. Hier können erforderlichenfalls baureihenabhängig (z.B. für schwere Fahrzeuge) unterschiedliche Anziehdrehmomente vorgegeben werden. Wird dieselbe Radschraube hingegen sowohl für Aluminiumräder als auch für Stahlräder eingesetzt, muss die Verbindung alle Anforderungen mit demselben vorgegebenen Anziehdrehmoment erfüllen.

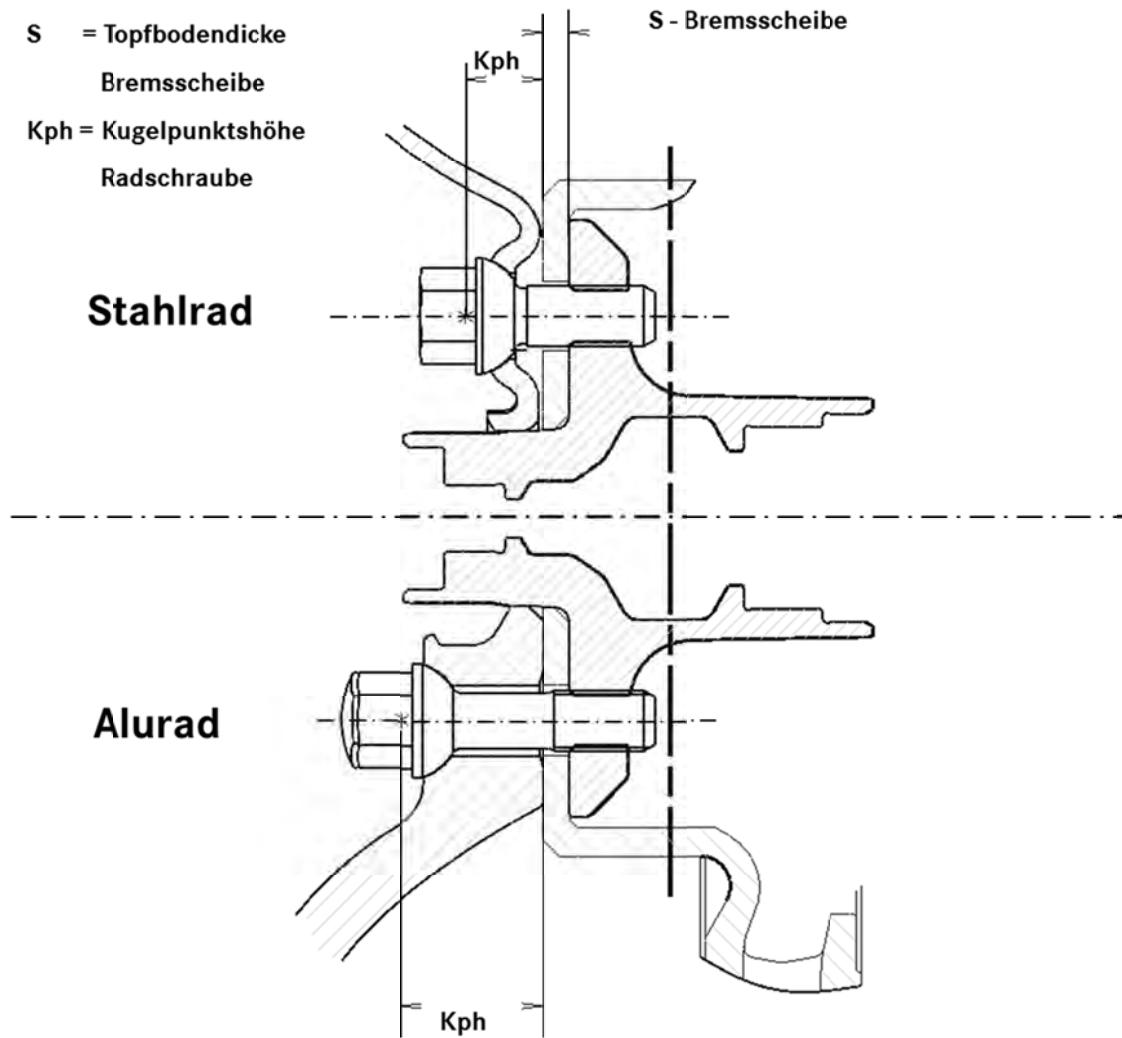
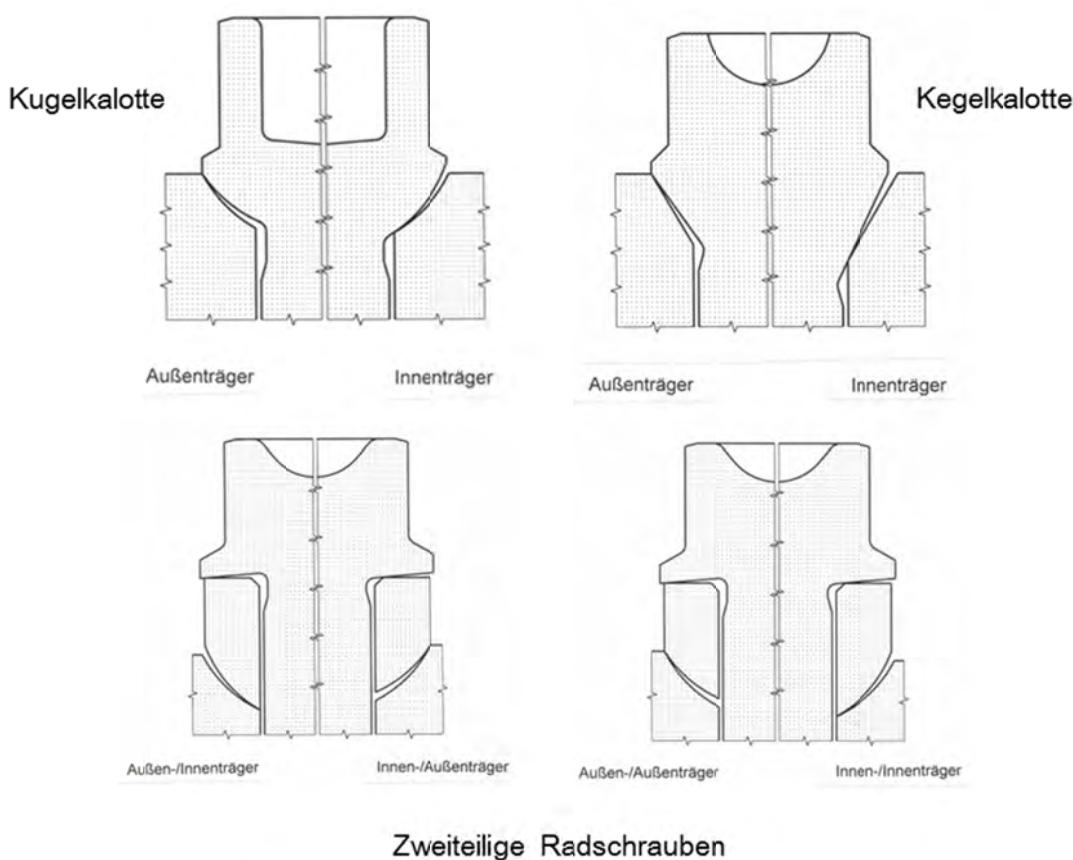


Bild 4: Radverbund mit Stahl- und Al-Rädern am Beispiel Mercedes-Fahrzeuge.
 Oben: Kurze Radschraube für Alu- und Stahlräder, unten: lange Radschraube nur für Alu-Räder (schwere Fahrzeuge)

Bei vorgegebenem Anziehdrehmoment wird die erreichte Vorspannkraft neben der Reibungszahl μ in der Kopfauflage und im Gewinde maßgeblich vom Kopffreibungsdurchmesser bestimmt. Bei Radverschraubungen werden in der Praxis verschiedene Auflagegeometrien verwendet (Kugel-, Kegel-, in Einzelfällen auch ebene Auflagen). Die Paarungsgeometrie zwischen Radschraube (Radmutter) und Rad im Kalottenbereich beeinflusst den Reibungsdurchmesser und damit das Verhältnis Anziehdrehmoment / Vorspannkraft maßgeblich, Bild 5.

Ein extremes Außentragen wirkt sich insbesondere bei Aluminium- Rädern ungünstig aus. Dies hat geringere Vorspannkräfte mit starken Vorspannkraftstreuungen bei der Montage sowie ein verstärktes Setzen bei der Montage und im Betrieb infolge hoher

örtlicher Flächenpressungen zur Folge. Ein zunächst mehr inneres Tragen ist dagegen meist vorteilhafter. Hierdurch entwickelt sich im Verlauf der Montage ein saubereres und gleichmäßigeres Tragbild. Weiterhin verteilt sich die Flächenpressung gleichmäßig, und es werden höhere Vorspannkräfte mit kleineren Streuungen bei gleichzeitig geringeren Vorspannkraftverlusten durch Setzen erzielt. Aus diesem Grunde sollte die Paarung im Auflagebereich Radschraube – Radkalotte für alle Räder hinsichtlich der Toleranzen so gestaltet werden, dass bei der Montage ein sauberes Tragbild entsteht und örtliche Flächenpressungen nicht unzulässig hoch werden.



Zweiteilige Radschrauben

Bild 5: Innen- und außentragende Konturen bei einteiligen (oben) und zweiteiligen Radschrauben (unten) in Abhängigkeit von den Paarungstoleranzen zwischen Schraubenkopf- und Radauflage

In speziellen Fällen kann der Einsatz einer zweiteiligen Radschraube vorteilhaft sein. Durch den Einsatz einer solchen Radschraube wird die freie Dehnlänge vergrößert, was einerseits Vorspannkraftverluste durch Setzen und Relaxation und andererseits die Schraubenzusatzkraft infolge dynamischer Betriebslasten reduziert. Ein weiterer Vorteil besteht dann, wenn bei geeigneter Auslegung der Beschichtung sowie der Paarungstoleranzen in der Kopfauflage und der Kalotte sichergestellt werden kann, dass

sich bei der Montage immer die Schraube gegen die Scheibe dreht. Dies ist dann der Fall, wenn die Reibungszahlen und/oder der Reibradius in der Kopfauflage kleiner sind/ist als in der Kalotte. Für diesen Fall sind die Reibungsverhältnisse und damit auch die Vorspannkräfte bei zweiteiligen Radschrauben weitgehend unabhängig vom gepaarten Rad, und Streuungen werden auf ein Minimum reduziert.

5 Absicherung des Verbundes

Insgesamt muss der Radverbund so ausgelegt werden, dass Vorspannkraftverluste infolge Setzens und Relaxation auf ein Minimum begrenzt, sowie ein selbstdäigiges Lösen der Radschrauben infolge dynamischer Betriebskräfte mit hoher Sicherheit vermieden werden. Vorspannkraftverluste können seitens der Beschichtungssysteme durch möglichst geringe Schichtdicken reduziert werden. Dies trifft auf die Beschichtung der Radschrauben, aber gegebenenfalls auch auf die Räder (z.B. KTL-Beschichtungen in der Kalotte und in der Radauflage) sowie den Bremsscheibentopf (z.B. Zinkstaubfarbe) zu. Für eine hohe Sicherheit gegenüber einem selbstdäigigen Losdrehen muss die Verschraubung so ausgelegt werden, dass im Fahrbetrieb ein ausreichend hohes Verhältnis zwischen Losdrehmoment und Anziehdrehmoment besteht. Hier spielt auch der Einfluss von Betriebstemperaturen (insbesondere Temperaturerhöhung durch Bremsen) eine maßgebende Rolle, da durch höhere Temperaturen je nach Beschichtungssystem das Reibungsverhalten verändert und hierdurch das Losdrehmoment erniedrigt (verminderter Losdrehsicherheit) oder erhöht (höhere Losdrehsicherheit) werden kann.

Durch einen Zweifachanzug in der Serienmontage kann insbesondere bei Stahlrädern die Sicherheit der Radverschraubungen deutlich erhöht werden. Beim ersten Anzug erfolgt ein Ausgleich von Toleranzen in den Kalotten zwischen Schraube (Mutter) und Rad, ein Ausgleich von Toleranzen innerhalb des Teilkreisdurchmessers und hierdurch eine Vorwegnahme von plastischen Verformungen in den Kalotten und damit von Setzbeträgen, die nach der Montage zu Vorspannkraftverlusten führen könnten. Weiterhin werden durch Kaltverfestigung Verformungsreserven für den Betrieb geschaffen. Beim zweiten Anzug erhält man auf diese Weise ein weitgehend lineares Anziehdrehmoment-Drehwinkel-Verhalten bis zum Nenn-Anziehdrehmoment und deutlich kleinere Vorspannkraftstreuungen gegenüber einem Einfachanzug.

Radverschraubungssysteme werden von den Automobilherstellern in Zusammenarbeit mit Entwicklungslieferanten in umfangreichen systemspezifischen Versuchen erprobt und freigegeben. Hierzu gehört die Absicherung des Drehmoment-Vorspannkraft-Verhaltens bei Erst- und bei Mehrfachmontage, sowie die Erprobung des dynamischen Radfestsitzes in speziellen Prüfständen Bild 6 und in Fahrversuchen unter festgelegten Bedingungen. Aus Sicherheitsgründen sollten daher nur von den Herstellern freigegebene Räder in Verbindung mit den hierfür vorgesehenen und für den Radverbund freigegebenen Original- Radschrauben oder -Radmuttern verwendet werden.



Bild 6: Radverschraubungsprüfstand zur Erprobung und Absicherung des Drehmoment-Vorspannkraft-Verhaltens

Mögliche Folgen bei Nichtbeachtung können Versagen der Verbindung durch Abstreifen des Bolzen- und/oder Nabengewindes bei ungenügender Einschraubtiefe oder Werkstofffestigkeit sein, wenn die Radbefestigungselemente in Festigkeit und Länge nicht an den Verbund angepasst sind. Ein weiteres Risiko ist ein Dauerbruch infolge ungenügender Vorspannkraft bei nicht angepasster Kalottengeometrie oder – in der Praxis meist häufiger – im Falle eines nicht geeigneten Beschichtungssystems bei Zubehörschrauben, Bild 7. Das Bild zeigt hohe und annähernd gleichmäßige Vorspann-

kräfte bei Original-Radschrauben; niedrige und stark abfallende Vorspannkräfte bei Zubehör-Radschrauben.

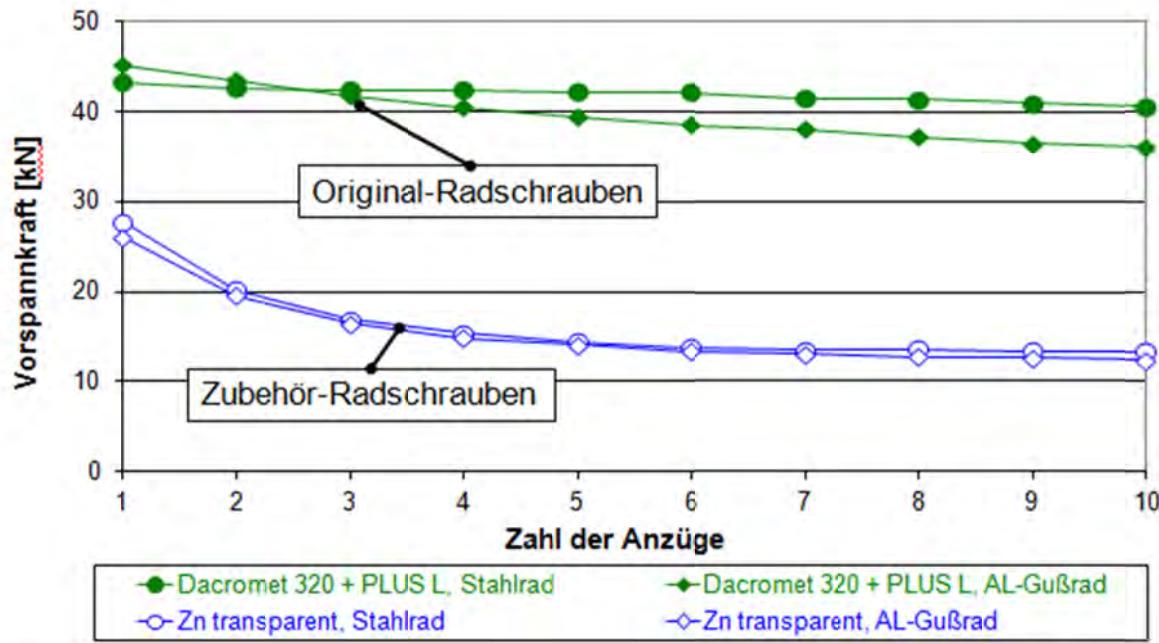


Bild 7: Drehmoment-Vorspannkraft-Verhalten von Original-Radschrauben und Zubehör-Radschrauben im Mehrfachanzug in einem Stahl- und einem Al-Gussrad.

6 Literatur

- [1] Beyer, S.: Sicherheit von Radverschraubungen – Beschichtungssysteme, Montage, dynamischer Radfestsitz. tyre-wheel-tech, München, 2004.
- [2] Kloos, K. H., Thomala, W.: Schraubenverbindungen Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung, Berlin: Springer, 2007.
- [3] Leister, G.: Fahrzeugräder – Fahrzeugreifen. Entwicklung Herstellung Anwendung. Aus der Reihe: ATZ-MTZ Fachbuch. Vieweg+Teubner Verlag, ISBN: 978-3-658-07463-0, 2015.

Multiphysikalische Simulation der Bremsflüssigkeitstemperatur bei Bergabfahrten

M. Streitenberger, Dr. S. Yigit, Dr. J. Wuchatsch
 Opel Automobile GmbH, ITEZ Rüsselsheim
marcel.streitenberger@opel.com

1 Zusammenfassung

Während exzessiver Bremsungen steigt die Bremsflüssigkeitstemperatur in hydraulischen Fahrzeugbremsen an. Im schlimmsten Fall übersteigt die Temperatur die Siedetemperatur der Bremsflüssigkeit und es kann infolgedessen zum Ausfall der Bremsfunktion kommen. Um die Bremsfunktion auch unter starker Beanspruchung sicher zu stellen, testen Automobilhersteller in der Entwicklung die Bremse bei Bergabfahrten wie beispielsweise dem Großglockner in Österreich.

Diese Testfahrten sind allerdings kosten- und zeitintensiv. Daher ist eine Simulationsprozedur wünschenswert, mit welcher der Anstieg der Bremsflüssigkeitstemperatur während einer Bergabfahrt und anschließender Standphase vorhergesagt werden kann.

Um alle relevanten Aspekte der Wärmeübertragung im Bremssystem zu berücksichtigen, müssen mehrere physikalische Effekte modelliert werden. Wärmeleitung von der Reibfläche durch die Bremsbeläge, Sattel, Kolben, etc. bis zum Bremsflüssigkeitsreservoir ist nur ein Aspekt. Die umströmende Umgebungsluft führt in einigen Bereichen der Bremse Energie über konvektiven Wärmetransport ab, während sie in anderen Bereichen, in welchen die Luft heißer als die Bremse ist, Wärme zuführt.

Um dieses multiphysikalische Problem zu simulieren, stellen wir zwei verschiedene Ansätze vor. Zunächst zeigen wir einen einseitig gekoppelten Ansatz, bei welchem zuerst in einer stationären CFD Simulation mit Fluent Wärmeübergangskoeffizienten

und Umgebungstemperaturen berechnet werden, die anschließend in eine zweite zeit-abhängige Abaqus Wärmeleitungssimulation übertragen werden. Gleichzeitig erhält das Abaqus Modell die Scheiben- oder Trommeltemperatur als Randbedingung über die Zeit aus einer dritten Simulation. Der zweite Ansatz behandelt das multiphysikalische Problem indem Wärmeleitung und konvektiver Wärmetransport in Festkörpern und Umgebungsluft voll gekoppelt im CFD Solver Fluent gelöst werden. Beide Ansätze haben ihre jeweiligen Stärken und Schwächen welche abschließend diskutiert werden.

Zu Korrelationszwecken haben wir einen Kleinwagen mit Temperatursensoren an den Bremsen ausgestattet und sind mit ihm die Großglockner Bergabfahrt gefahren. Messergebnisse werden im Vergleich mit den Simulationsergebnissen für beide Ansätze gezeigt.

2 Motivation

Reibbremsen wandeln beim Bremsvorgang kinetische Energie in Wärme um. Diese Wärme wird an der Oberfläche der Bremse an die Umgebungsluft abgegeben. Da die Bremsenkühlung insbesondere mit Aerodynamikanforderungen im Zielkonflikt steht, ist es Ziel der Entwicklung die Bremsenkühlung gerade so ausreichend zu gestalten. Auch der Leichtbaugedanke führt die Bremsenkühlung an die Grenze des Nötigen. Daher ist eine Absicherung der Bremsfunktion auch in kritischen Bremsvorgängen von Nöten. Bei Bergabfahrten mit lang andauernden negativen Steigungen heizt sich die Bremse stark auf. Anhaltende Nutzung der Bremse und niedrige Fahrgeschwindigkeiten erschweren die Bremsenkühlung. Auch in solch einem Szenario muss sicher gestellt sein, dass die Bremsflüssigkeit im Reservoir unterhalb seiner Siedetemperatur verbleibt.

Bei siedender Bremsflüssigkeit entsteht ein kompressibles Gas, welches bei Betätigung der Bremse zunächst komprimiert werden muss bevor Bremsdruck aufgebaut wird. Folge kann dann ein Versagen der Bremsfunktion sein. Die Siedetemperatur der Bremsflüssigkeit ist, wie in Bild 1 gezeigt, in hohem Maße von seinem aufgenommenen Wasseranteil abhängig. Da die meisten Bremsflüssigkeiten Glykol basiert und somit hygroskopisch sind – d.h. mit der Zeit Wasser von der Umgebung absorbieren – gibt es ebenfalls eine Abhängigkeit der Siedetemperatur mit der Zeit. Bremsflüssigkeiten müssen folglich nach einer bestimmten Zeit erneuert werden. Eine Übersicht gän-

giger Bremsflüssigkeiten und ihrer „trockenen“ und „nassen“ Siedetemperaturen ist in Bild 2 gezeigt. Bis auf DOT 5 sind die gezeigten Bremsflüssigkeiten Glykol basiert und hygroskopisch. In der Auslegung des Bremssystems gilt es die damit einhergehenden Effekte wie oben beschrieben zu berücksichtigen.

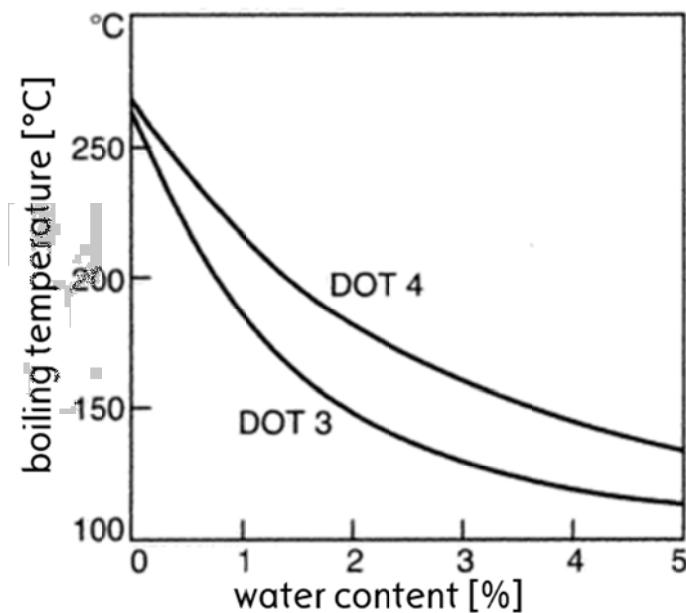


Bild 1: Abhängigkeit der Siedetemperatur vom Wasseranteil [1]

	Dry boiling point	Wet boiling point (3.7% water)	Glycolether-based	Silicon-based	Hygroscopic
DOT 3	205 °C	140 °C	x		x
DOT 4	230 °C	155 °C	x		x
DOT 5	260 °C	180 °C		x	
DOT 5.1	260 °C	180 °C	x		x

Bild 2: Übersicht gängiger Bremsflüssigkeiten [2]

Die globale Fahrzeugentwicklung führt Bremsentests unter anderem auf folgenden Bergabfahrten durch:

- Großglockner, Österreich
- Stilfser Joch, Südtirol Italien
- Pikes Peak, Colorado USA
- Mount Chiri, Südkorea
- Yellow Mountain, China

In diesem Artikel wird die Anwendung der Simulationsmethoden zur Berechnung der Bremsflüssigkeitstemperatur am Beispiel der Großglockner Abfahrt verdeutlicht. Wie in Bild 3 gezeigt, wird dabei von der Edelweißspitze auf ca. 2600m Höhe ins Tal auf ca. 1100m in ca. 40 Minuten, ohne Motorbremsung und ABS Eingriffe, gefahren. Dabei ermöglicht es die nahezu durchgängige, konstante, negative Steigung mit einem annähernd konstanten Bremsdruck eine konstante Geschwindigkeit von ca. 22km/h zu halten. Diese einfachen Randbedingungen ermöglichen eine gute Reproduzierbarkeit der Ergebnisse. Nach Minute 40 erfährt im Anschluss an die Bergabfahrt das Testfahrzeug im Tal eine Standphase mit gelösten Bremsen. Da bei fehlender Fahrzeuggeschwindigkeit die Bremse nur über freie Konvektion gekühlt wird, erfährt die Bremsflüssigkeitstemperatur in dieser Phase nochmal einen Anstieg und erreicht ihr Maximum. Es ist wichtig die Maximaltemperatur in der Standphase zu ermitteln, da die Funktionalität der Bremse auch bei erneutem Losfahren zum ungünstigsten Zeitpunkt gegeben sein muss.

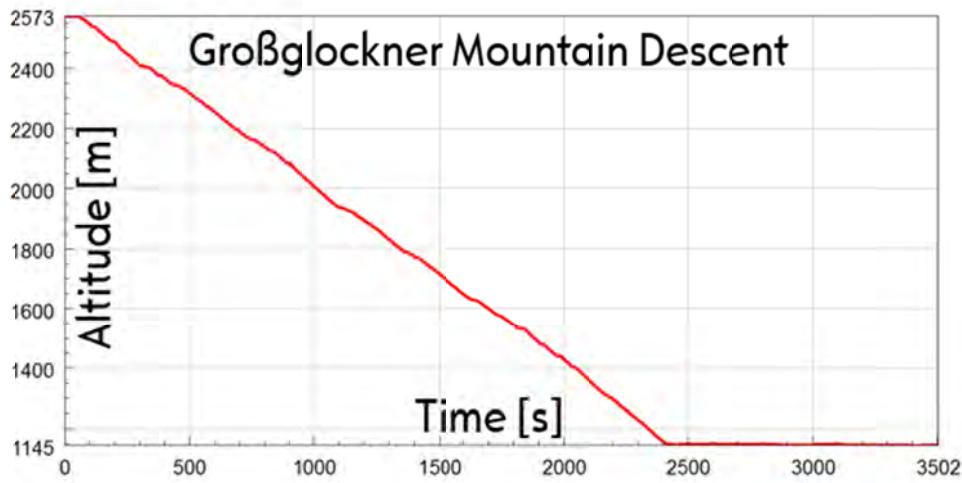


Bild 3: Großglockner Abfahrt: Höhenmeter über die Fahrzeit

3 Wärmeübertragung in Bremsen

Eine Reibbremse erfährt bei Betätigung drei Arten von Wärmeübertragung (siehe Bild 4). Wärmeleitung durch Festkörper und Luft, konvektiven Wärmetübergang an den Phasengrenzen von Festkörper und Luft, sowie Wärmestrahlung. Erfahrungen haben gezeigt, dass für die untersuchten Bremsen der Einfluss von Wärmestrahlung auf die Bremsflüssigkeitstemperatur vernachlässigbar klein ist. Für die Modellbildung in der Simulation wird sie deshalb im Folgenden nicht berücksichtigt, ließe sich bei

Bedarf aber ohne großen Aufwand dazu schalten. Festkörperwärmeleitung ist relevant und wird von allen gängigen CAE Solvern unterstützt.

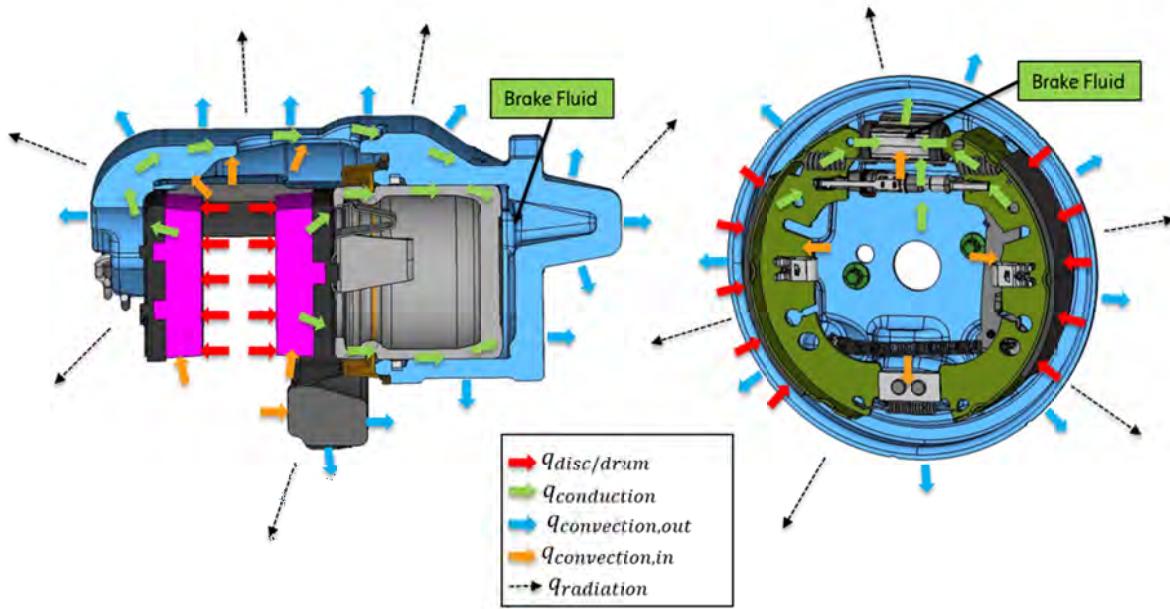


Bild 4: Schaubild Wärmeübertragung in Scheiben- und Trommelbremsen

Konvektiver Wärmeübergang ist ebenfalls relevant für die entstehende Bremsflüssigkeitstemperatur. Abhängig von verwendetem CAE Solver, wird dieser intern berechnet oder muss als Randbedingung vorgegeben werden. In letzterem Fall ist es unabdingbar tieferen Einblick in die Theorie des konvektiven Wärmetransports zu nehmen.

Die Wärmestromdichte durch eine Festkörper-Luft Phasengrenze wird beschrieben über die Gleichung

$$q = -h(T_{wall} - T_{sink})$$

Wobei q die Wärmestromdichte, h der Wärmeübergangskoeffizient, T_{wall} die Temperatur an der Wandoberfläche und T_{sink} die Temperatur jenseits der thermischen Grenzschicht beschreibt. Bild 5 verdeutlicht die Ausbildung der thermische Grenzschicht bei einer Luftgeschwindigkeit v und einer Umgebungstemperatur kleiner der Wandtemperatur. Die Lufttemperatur nimmt dann normal zur Wandoberfläche mit größer werdendem Abstand ab. T_{sink} (oft auch T_∞) beschreibt dann die Temperatur außerhalb der thermalen Grenzschicht die mit größer werdendem Abstand nicht weiter abnimmt.

Hierbei wird klar, dass T_{sink} im Falle der Modellierung konvektiven Wärmeübergangs in Bremsensystemen nicht gleichzusetzen ist mit der Umgebungstemperatur.

Denn dort wo von Scheibe oder Trommel heiße Luft auf die umgebenden Teile der Bremse bewegt wird, gilt unter Umständen $T_{sink} > T_{ambient}$ oder sogar $T_{sink} > T_{wall}$ und wir erfahren einen Wärmeeintrag durch konvektiven Wärmetransport. Dies ist insbesondere bei Trommelbremsen zu erwarten, wo sich Luft in einem nahezu abgeschlossenen Raum erhitzt, aber auch bei Scheibenbremsen an der Innenseite des Sattels auf welchen heiße Luft von einer innenbelüfteten Bremsscheibe geschleudert wird.

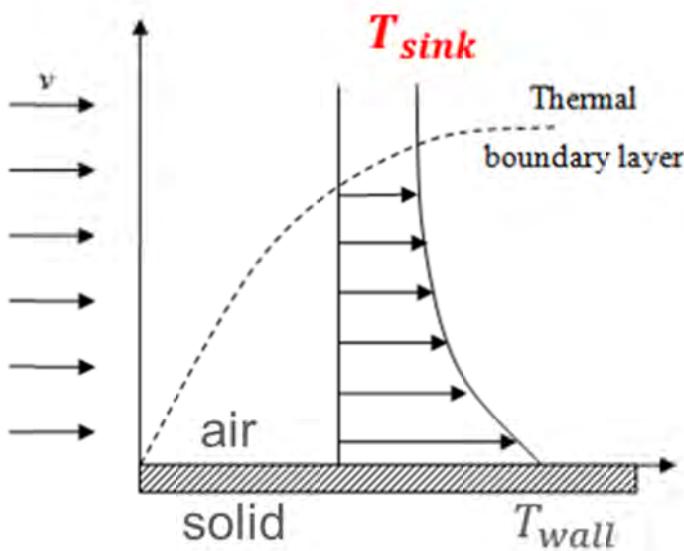


Bild 5: thermische Grenzschicht und T_{sink}

4 Messergebnisse

Um tieferes Verständnis der Wärmetransportvorgänge in Bremsen zu erlangen, sowie zu Korrelationszwecken mit der Simulation, haben wir die Bremsen eines Kleinwagens mit einer Vielzahl von Temperatursensoren versehen (Bild 6). Die Sensorpositionen lassen sich im Einzelnen wie folgt benennen:

Scheibenbremse vorne:

- 01: Scheibentopf
- 02: Scheibe/Bremsbelag Reibfläche
- 03: Bremsträger Innenseite
- 04: Sattel Innenseite
- 05: Bremsbelag Mitte

- 06: Rückplatte Mitte
- 07: Rückseite Sattel
- 08: Rückseite Sattel Luft
- 09: Bremsflüssigkeit

Trommelbremse hinten:

- 10: Rückseite der Trägerplatte
- 11: Trommel Kopf
- 12: Trommel/Bremsbelag Reibfläche
- 13: Bremszylinder Außenseite
- 14: Bremsbacken
- 15: Trommelinnenluft
- 16: Bremsflüssigkeit

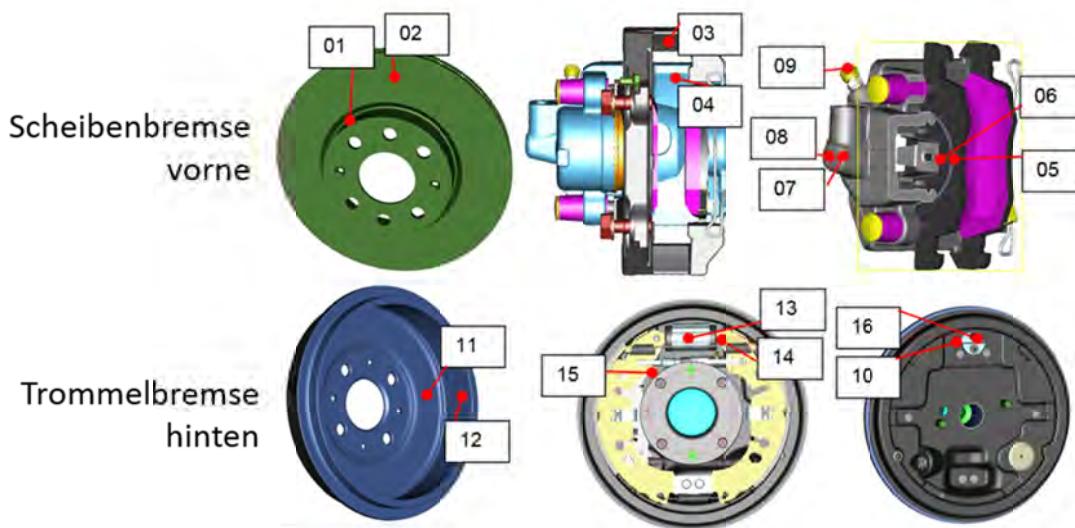


Bild 6: Positionen der Temperatursensoren

Bild 7 zeigt je vier Messungen der Scheibentemperatur (02) und Trommeltemperatur (12) in der Reibfläche über die Zeit. Dabei sind die Messungen der rechten Bremsen rot und die Messungen der linken Bremsen blau dargestellt. Bild 8 zeigt die gemessenen Bremsflüssigkeitstemperaturen von Scheiben- (09) und Trommelbremse (16) über die Zeit. Bis ca. 2400s=40min wird die bereits beschriebene Bergabfahrt gefahren. Scheiben- und Trommeltemperatur steigen in dieser Phase stark an. Der Verlauf der Bremsflüssigkeitstemperaturen steigt mit zeitlichem Versatz ebenfalls an. Ab ca. Minute 40 findet die Standphase statt. Scheiben- und Trommeltemperatur zeigen typi-

sche Abkühlkurven. Die Bremsflüssigkeitstemperatur jedoch steigt mit jetzt größerem Gradienten weiter an. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die in den Teilen des Bremssystems gespeicherte Wärmeenergie aufgrund nicht mehr vorhandener erzwungener Konvektion nur noch eine geringere Wärmestromdichte durch natürliche Konvektion von Festkörper in Umgebungsluft durchsetzen kann. Die Bremsflüssigkeitstemperatur erfährt ihr Maximum in der Standphase. Interessant ist die Diskrepanz der Bremsflüssigkeitstemperaturen zwischen linker und rechter Seite. Während vorne rechts die Bremsflüssigkeit heißer ist wie links, ist sie hinten links heißer wie rechts. Dies ist auf einen überkreuzten Anschluss der Bremsleitungen zurück zu führen, welche an zwei Anschlüssen des Hauptbremszylinders unterschiedliche Drücke erfahren. Vorne rechts und hinten links sind dabei am Hauptbremszylinder mit einer Bremsleitung angeschlossen sowie hinten rechts und vorne links. Zwischen beiden Bremsleitungen liegt wie in Bild 9 gezeigt eine Druckdifferenz vor, die in einer Differenz der Bremsleistung resultiert.

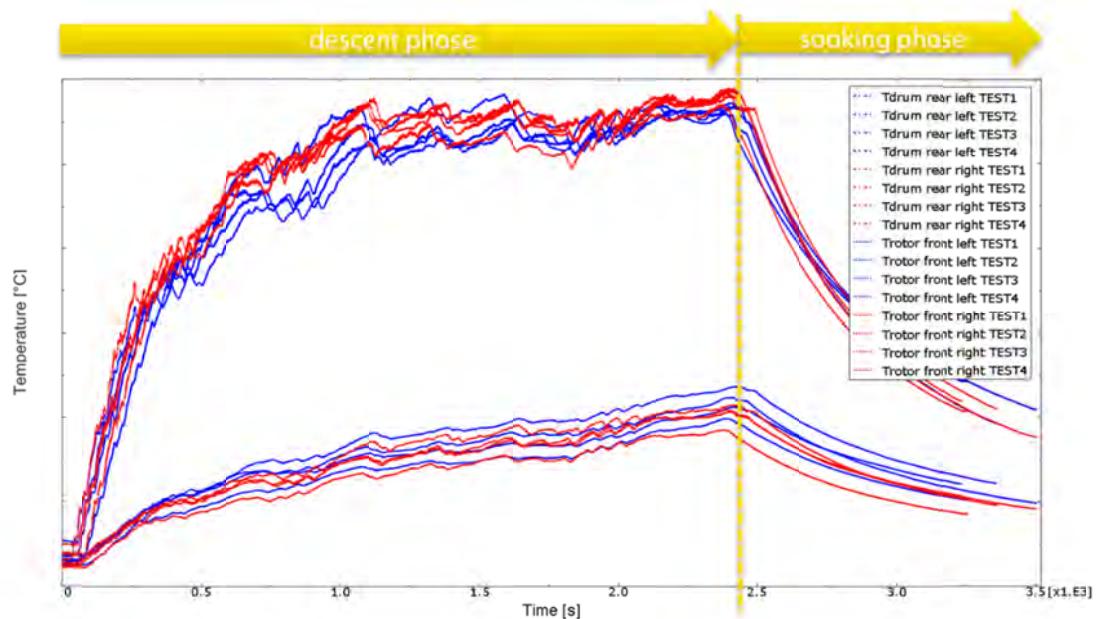


Bild 7: Scheiben- und Trommeltemperatur Messungen

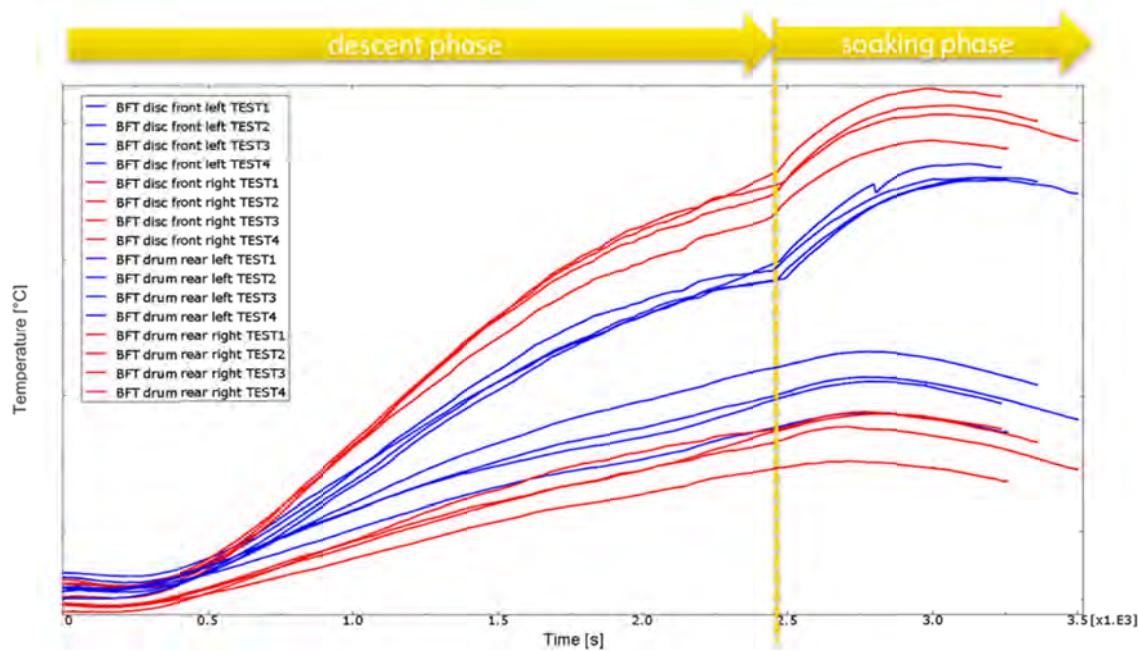


Bild 8: Bremsflüssigkeitstemperaturen der Scheiben- und Trommelbremsen

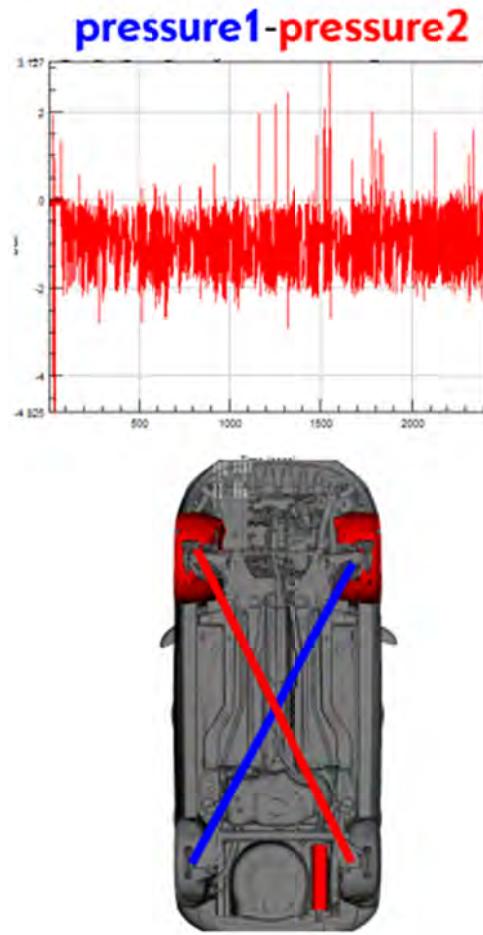


Bild 9: oben: Druckdifferenz zwischen beiden Bremsflüssigkeitskreisläufen,
unten: überkreuzte Kreisläufe

Zur Verdeutlichung der thermischen Vorgänge in der Bremse zeigen wir in Bild 10 und Bild 11 für jeweils eine der vier Messungen alle aufgezeichneten Temperaturverläufe für Scheiben- und Trommelbremse.

Die Scheibenbremse weist die höchsten Temperaturen in der Scheibe (02) auf. Mit zunehmender Entfernung von der Scheibe sind die Temperaturverläufe im Bremsbelag (05) und der Rückplatte (06) entsprechend niedriger. Erwähnenswert ist, dass die Temperaturen an den Sensorpositionen Sattelinnenseite (04) und Bremsträgerinnenseite (03), wo die innenbelüftete Scheibe heiße Luft aus den Kühlkanälen hinlenkt, oberhalb der Bremsflüssigkeit verlaufen. Die Rückseite des Sattels (07) ist jedoch kühler wie die Bremsflüssigkeit. Folglich liegt ein Wärmestrom von Sattel-/Bremsträgerinnenseite in Richtung Bremsflüssigkeit vor (Wärmeeintrag), sowie ein Wärmestrom von der Bremsflüssigkeit in Richtung Sattelrückseite (Wärmeabfuhr). Die Lufttemperatur an der Sattelrückseite (08) zeigt während der Abfahrt einen nahezu konstanten Wert im Bereich der Umgebungstemperatur. In der Standphase wird keine kalte Frischluft durch die Fahrgeschwindigkeit nachgeliefert, und wir sehen hier einen sprunghaften Anstieg der Lufttemperatur. Der oszillierende Temperaturverlauf in der Standphase lässt einen stark instationären Charakter natürlicher Konvektion erkennen.

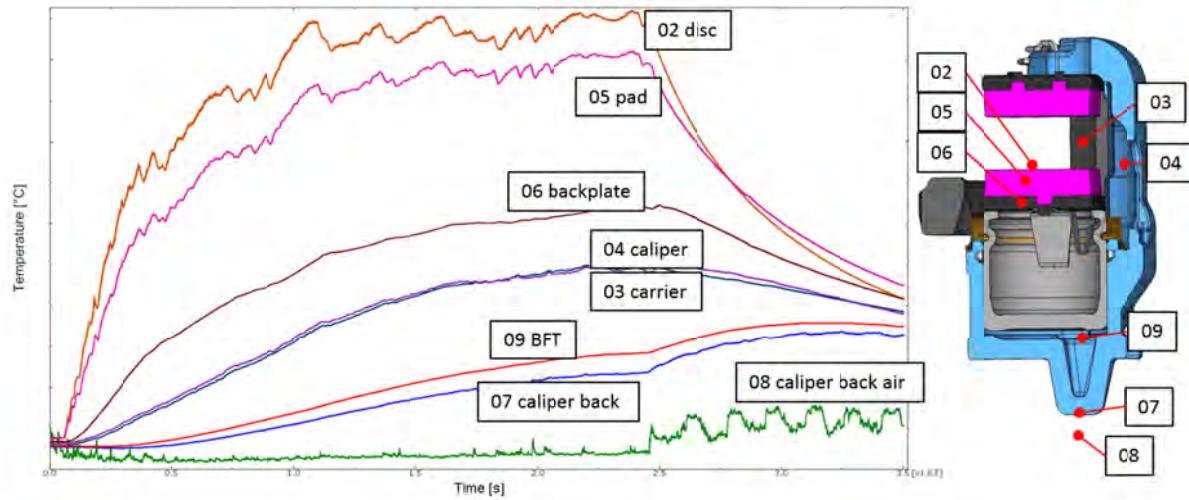


Bild 10: Gemessene Temperaturverläufe der Scheibenbremse

Die gemessenen Temperaturverläufe in der Trommelbremse (Bild 11) zeigen ein ebenfalls interessantes Phänomen. Die Bremsflüssigkeit (16) besitzt demnach fast denselben Temperaturverlauf wie die Trägerplatte (10) und der daran befestigte Zylinder (13). Lediglich ein kleiner negativer Temperaturgradient von innen nach außen ist er-

kennbar (Zylinder > BFT > Trägerplatte). Die Trommel in der Reibfläche (12) besitzt die höchste Temperatur. Die Luft im Trommelinneren (15) besitzt eine ähnliche, leicht höhere Temperatur wie die Bremsbacken (14).

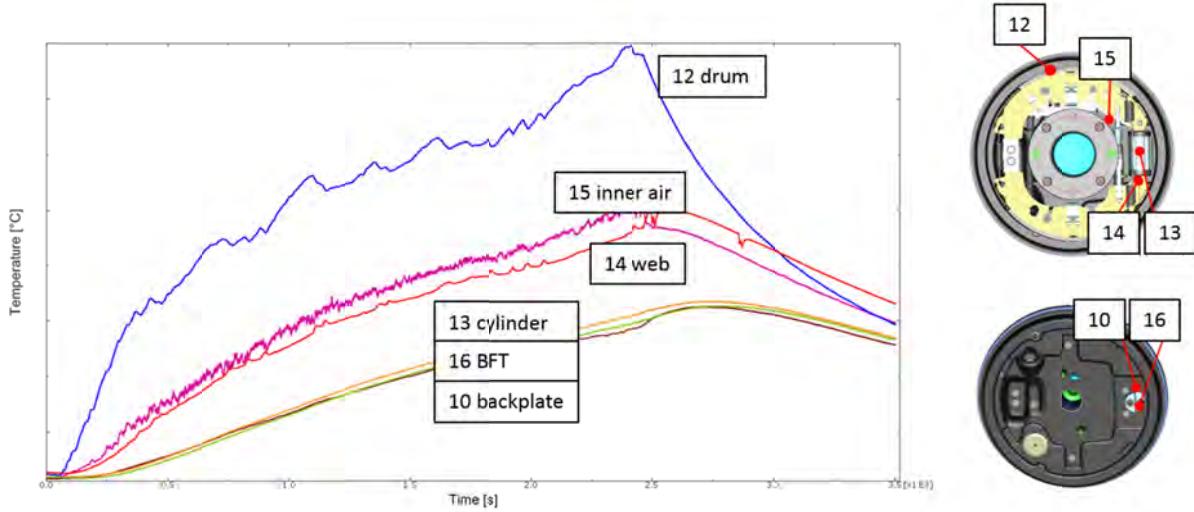


Bild 11: Gemessene Temperaturverläufe der Trommelbremse

5 Ansätze zur Simulation der Bremsflüssigkeitstemperatur

Im Folgenden werden zwei Ansätze zur Simulation der Bremsflüssigkeitstemperatur vorgestellt. Sie unterscheiden sich vor allem durch die Art der Kopplung des Struktur- und Fluidproblems. Während die einfache Kopplung die einzelnen Domänen getrennt betrachtet, wird in der starken Kopplung das Gesamtproblem in seiner Gesamtheit betrachtet.

5.1 Einfache Kopplung

Bild 12 zeigt das Flussdiagramm der einseitigen Kopplung zur Simulation der Bremsflüssigkeitstemperatur. Die Lösung der Festkörperwärmeleitung findet in einer zeitabhängigen Abaqus Simulation statt. Diese erhält als Randbedingung für den Wärmeeintrag in der Reibfläche die zeitabhängige Scheiben- bzw. Trommeltemperatur für eine virtuell gefahrene Großglockner Bergabfahrt aus CarMaker. In einer separaten stationären Strömungssimulation am Gesamtfahrzeug werden, unter Annahme der Fahrgeschwindigkeit von 22km/h, Wärmeübergangskoeffizienten sowie die Lufttemperaturen in Wandnähe herausgeschrieben. Der Wärmeübergangskoeffizient h ist im Fall konstanter Geschwindigkeit ebenfalls konstant über die Zeit, kann für andere zeitabhängige Geschwindigkeitsprofile aber in Näherung linear mit der Fahrgeschwin-

digkeit skaliert werden. Die Lufttemperatur in Wandnähe $T_{air,wall,const}$ fließt als zeitunabhängige Temperaturverteilung über die Bremsenoberfläche zusammen mit der zeitabhängigen Scheiben- bzw. Trommeltemperatur $T_{disc/drum}(t)$ in eine zeitabhängige Funktion zur Berechnung der Lufttemperatur außerhalb der thermalen Grenzschicht $T_{sink}(t)$ ein. Die Lösungen für Wärmeübergangskoeffizienten, sowie Lufttemperatur außerhalb der thermalen Grenzschicht werden elementweise als Randbedingung auf das Abaqus Modell übertragen.

Um Absolutaussagen tätigen zu können, muss $T_{sink}(t)$ anhand einer Messung korreliert werden. Früh in der Entwicklung, wenn noch keine Hardware vorhanden ist, kann auf die Erfahrung aus vorherigen Projekten mit ähnlichen Bremsen zurückgegriffen werden. Die Vorhersagefähigkeit ist in diesem Fall entsprechend eingeschränkt. Die Standphase lässt sich mit diesem Ansatz nur mit generischen Wärmeübergangskoeffizienten für freie Konvektion vereinfacht modellieren.

Bild 13 zeigt für die vordere Scheibenbremse den Vergleich zwischen Messung und Simulation mit einseitiger Kopplung. Die Übertragung der für die linke Bremse korrelierten Randbedingung auf die rechte Bremse zeigt einen Bremsflüssigkeitstemperaturverlauf sehr nah an der Messung. Wir können also den gezeigten Effekt der Diskrepanz zwischen linker und rechter Bremsflüssigkeitstemperatur für die Scheibenbremse abbilden.

Bild 14 zeigt die gleiche Vorgehensweise für die hintere Trommelbremse. Der Übertrag der für die linke Trommel korrelierten Randbedingung auf die rechte Trommelbremse funktioniert nur bedingt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die konvektiven Vorgänge innerhalb der Trommel weitaus komplexer sind als bei Scheibenbremsen. Eine A-B-Aussage ist aber trotzdem möglich und in vielen Anwendungsfällen ausreichend.

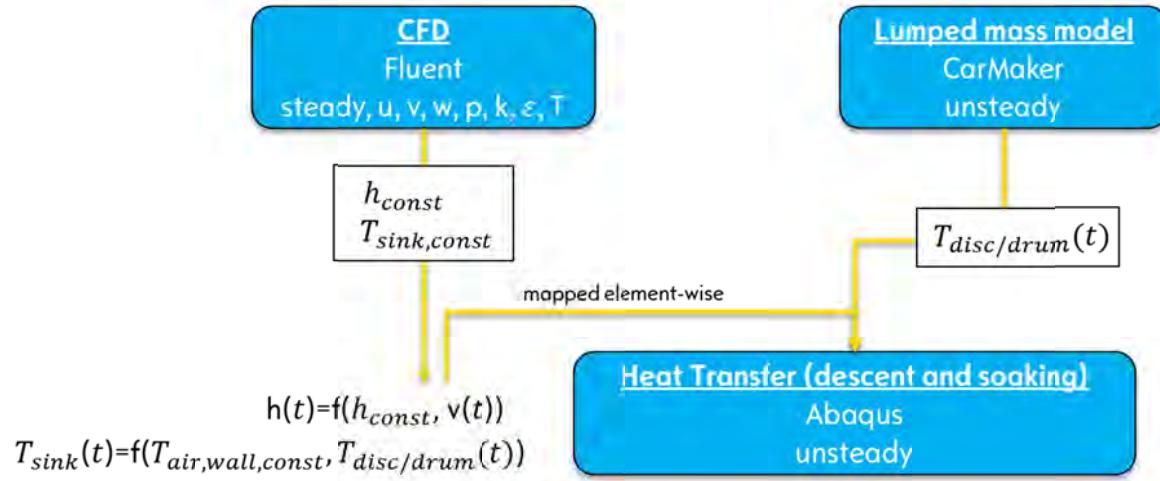


Bild 12: Flussdiagramm einfache Kopplung

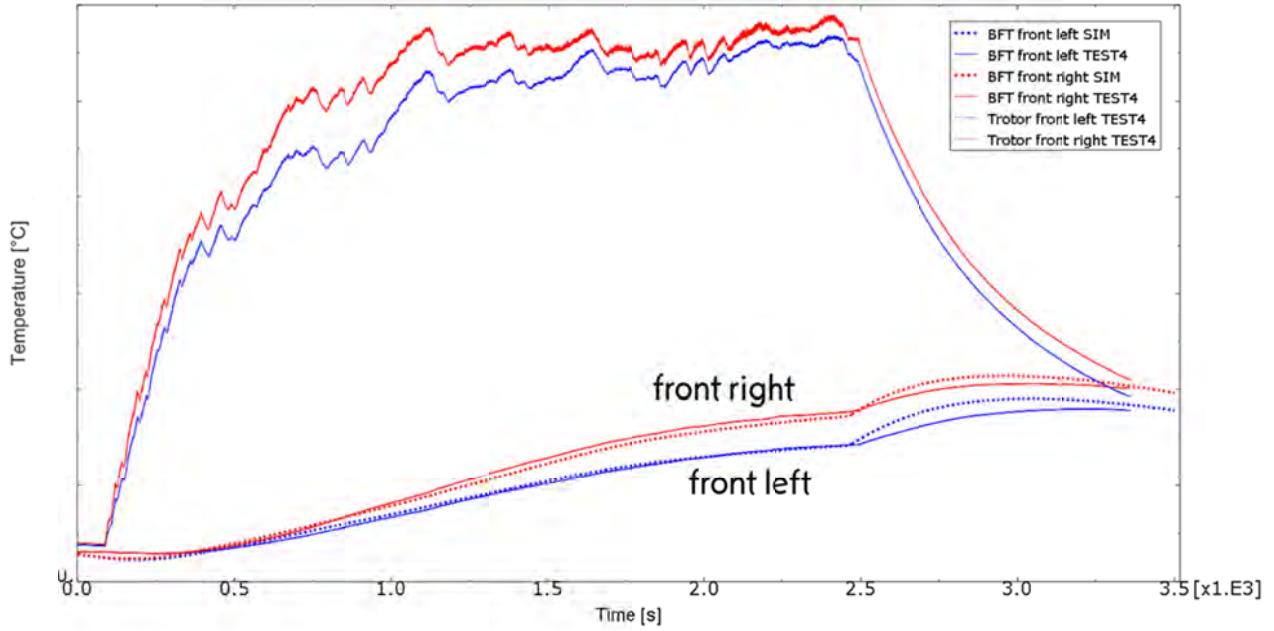


Bild 13: Vergleich zwischen Simulation mit einseitiger Kopplung und Test der vor-deren Scheibenbremse

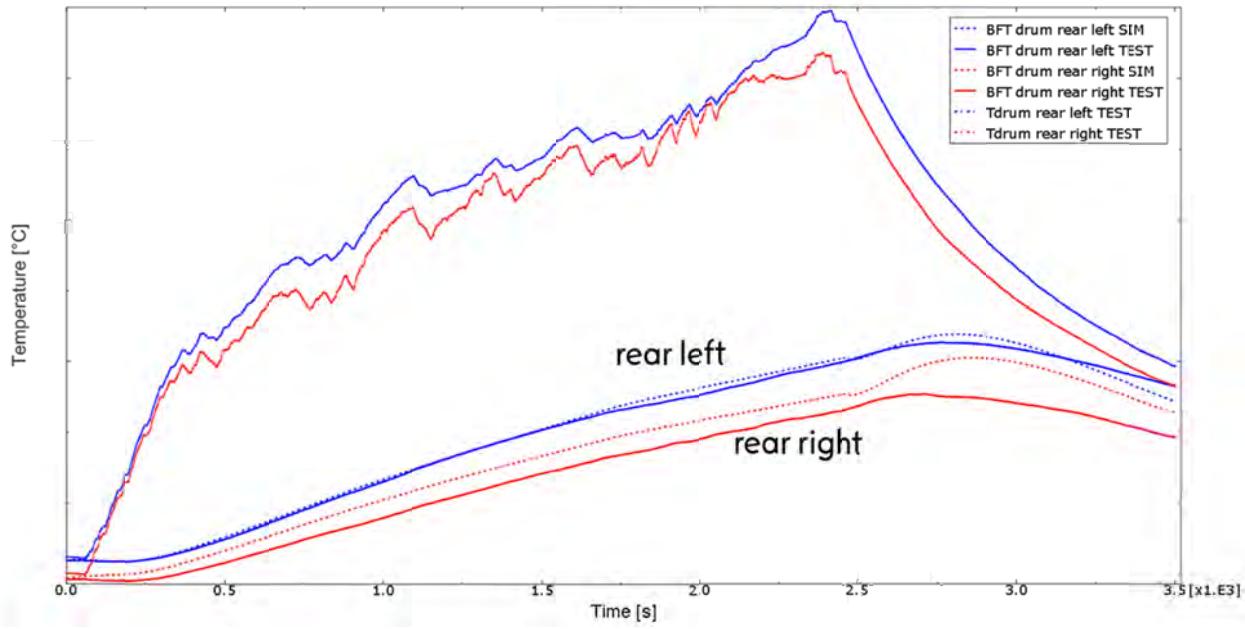


Bild 14: Vergleich zwischen Simulation mit einseitiger Kopplung und Test der hinteren Trommelbremse

5.2 Starke Kopplung

Die zweiseitig, stark gekoppelte Lösung des transienten Temperaturfeldes in Festkörpern und Fluid findet im Strömungslöser Fluent statt. Dabei sind wie in Bild 15 gezeigt mehrere Schritte notwendig. Zunächst wird eine stationäre Berechnung des Strömungsfeldes auf Gesamtfahrzeugebene durchgeführt. Diese dient der Erzeugung der Strömungsrandbedingungen für vier kleinere Submodelle jeder Bremse. Auf Submodellebene werden dann drei weitere Schritte durchgeführt. In einer stationären Rechnung wird das Strömungsfeld sowie die Temperaturverteilung in Fluid und Festkörper ermittelt. Die Ergebnisse werden als Startbedingung für die zeitabhängige Rechnung der Bergabfahrt im nächsten Schritt verwendet. Dabei ist das Strömungsfeld eingefroren, lediglich die Energiegleichung wird gelöst und die Temperaturverteilung transient berechnet. Der letzte Schritt behandelt die Standphase. Um das instationäre Verhalten natürlicher Konvektion modellieren zu können, lösen wir das transiente Strömungsproblem in einem monolithischen Ansatz mit Energiegleichung in Festkörpern und Fluid. Dabei kommt ein ideales Gasmodell zum Einsatz.

Der Wärmeeintrag W_{ges} in der Reibfläche wird über die Formel

$$W_{ges} = (F_H - F_{Luft} - F_{Roll} - F_{Rest}) \cdot v$$

berechnet. Dabei ist F_H die Hangabtriebskraft der die Luftreibkraft F_{Luft} entgegensteht, sowie die Rollreibkraft F_{Roll} und eine Restkraft F_{Rest} , welche die restlichen Verluste, wie z.B. die Bremswirkung aufgrund von Kurvenfahrten, beinhaltet.

Im zweiseitig gekoppelten Ansatz ist die Größe F_{Rest} die einzige zu korrelierende Unbekannte. Wärmeübergang zwischen Festkörpern und Fluid wird ohne Annahmen und Vereinfachungen treffen zu müssen intern gelöst.

Die Korrelation aller vier Bremsen mit den Messungen ist wie in Bild 16 gezeigt sehr gut. Dabei ist die Gesamtbremsenergie über die Bremskraftaufteilung an Vorder- und Hinterachsbremsen verteilt.

Konturiert man den Gradient des konvektiven Wärmetransports auf der Bremsenoberfläche während der simulierten Bergabfahrt, lässt sich der in Bild 17 gezeigte Effekt erkennen. Dabei ist die Farbskala so gewählt, dass über die Farben Blau (Wärmeeintrag) und Rot (Wärmeabfuhr) lediglich das Vorzeichen des Gradienten gezeigt ist.

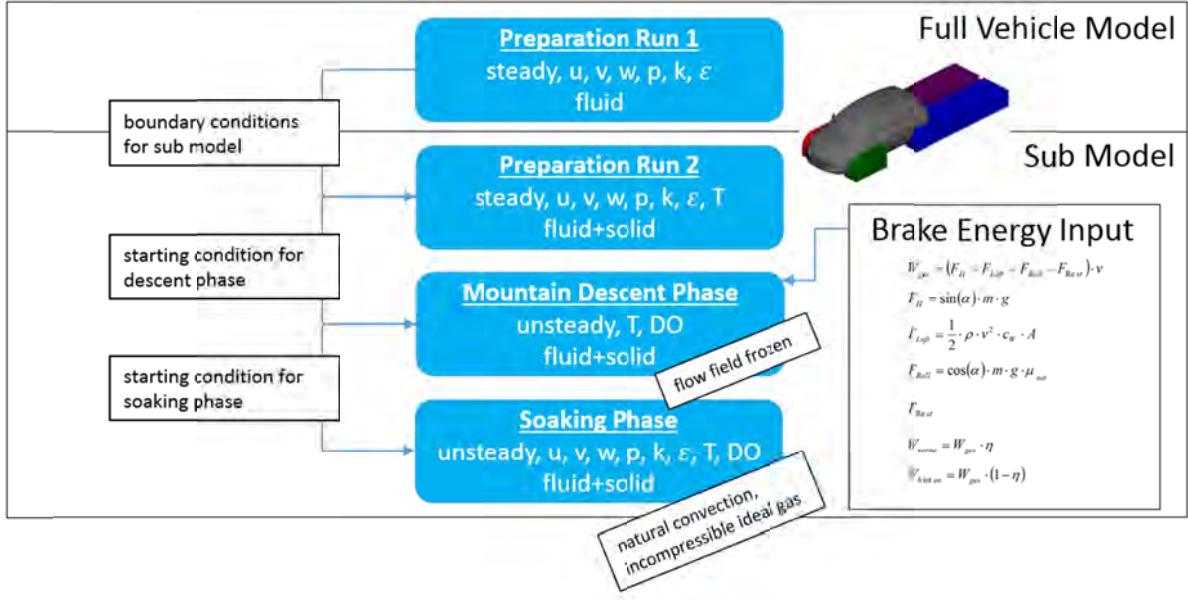


Bild 15: Flussdiagramm starke Kopplung [3]

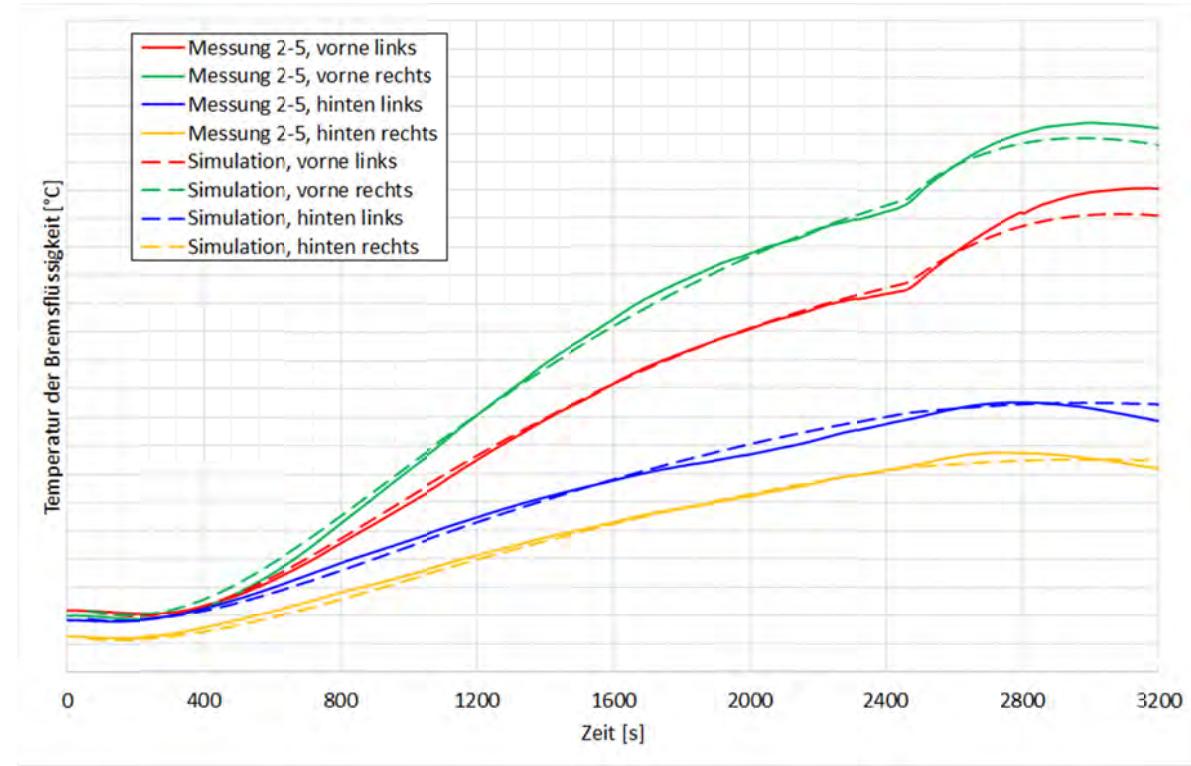


Bild 16: Simulationsergebnisse des stark gekoppelten Ansatzes im Vergleich zu Messergebnissen [3]

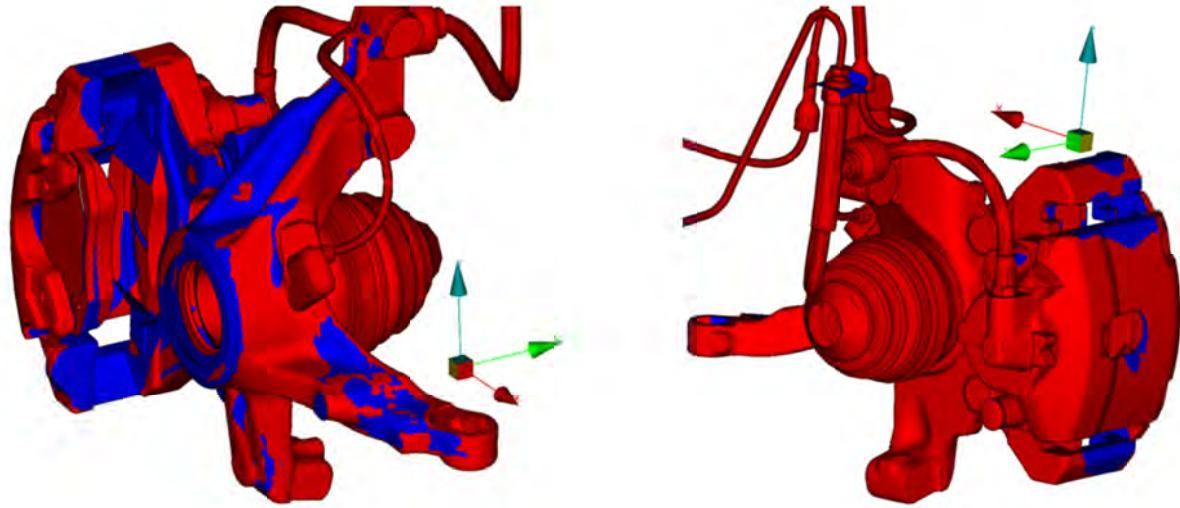


Bild 17: Wärmeeintrag (blau) und Wärmeabfuhr (rot) während der simulierten Bergabfahrt [3]

6 Vergleich der Ansätze

Einfach und stark gekoppelter Ansatz haben ihre jeweiligen Stärken und Schwächen, was eine parallele Existenz beider Ansätze rechtfertigt. Sie sind in Bild 18 zusam-

mengefasst. Modellierungs- und Berechnungsaufwand sind beim stark gekoppelten Ansatz höher wie beim einfach gekoppelten Ansatz. Der einfach gekoppelte Ansatz besitzt dafür mehr Unsicherheiten in den Randbedingungen, welche über Abgleiche mit Versuchen verringert werden können. Um früh in der Entwicklung Absolutaussagen zu tätigen empfiehlt sich daher der stark gekoppelte Ansatz. Um A-B Aussagen in kurzer Zeit zu erzeugen, beispielsweise um verschiedene Felgen bzgl. Einfluss auf die Bremsflüssigkeitstemperatur miteinander zu vergleichen, reicht der einfach gekoppelte Ansatz meist aus.

	sequentially coupled	fully-coupled
Modelling Effort	Low	High
Computational Effort	Low	High (especially for driving schedules with time-dependent velocity profiles)
Predictive Capability	- Disc Brake: absolute values after calibration w/test - Drum Brake: only A-B - Soaking: only A-B	- Disc and Drum: absolute values after calibration w/test - Soaking: absolute values after calibration w/test
Uncertainty in Boundary Conditions	$HTC_{T_{sink}}$	F_{Rest}
Natural convection in soaking phase	Only very rough simplification with generic values	fully modeled and transiently solved

Bild 18: Vergleich zwischen einfach und stark gekoppeltem Ansatz

7 Ausblick

Der einfach gekoppelte Ansatz lässt sich durch Weiterentwicklung der unbekannten Randbedingungen verbessern. Die zeitabhängigen Funktionen für Wärmeübergangskoeffizient $h(t)$ und Lufttemperatur außerhalb der thermalen Grenzschicht $T_{sink}(t)$ lassen sich über den Abgleich mit kommenden Fahrzeugtests weiter verfeinern. Aktuell wird $T_{sink}(t)$ ausgehend von einer einzelnen stationären CFD Simulation, zusammen mit der Geschwindigkeit bzw. Scheiben-/Trommeltemperatur über eine Funktion in eine zeitliche Abhängigkeit gebracht. Denkbar wäre auch ein Ansatz, bei welchem in einer Vielzahl verschiedener stationärer CFD Simulationen mit verschiedenen Temperaturen der Scheibe/Trommel, welche zu unterschiedlichen Zeitpunkten der Bergabfahrt gehören, eine stückweise lineare Funktion für $T_{sink}(t)$ zusammengesetzt

wird. Inwiefern dann die Argumente Modellierungs- und Rechenaufwand noch den Einsatz im Vergleich mit dem stark gekoppelten Ansatz rechtfertigen bliebe dann zu diskutieren.

Für den stark gekoppelten Ansatz wird die Bremsleistung, wie gezeigt, über einen einfachen analytischen Ansatz berechnet und als Randbedingung verwendet. Dabei werden Vereinfachungen gemacht, die eine Unbekannte Verlustgröße F_{Rest} erzeugen. Um diese Unsicherheit zu mindern, ließe sich die Bremsleistung in einem industrieüblichen Softwarepaket (z.B. CarMaker), unter Einbeziehung sämtlicher Details der zu fahrenden Strecke, berechnen und als Randbedingung auf das CFD Modell aufprägen.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Konrad Reif, Karl-Heinz Dietsche, et. al.: „Kraftfahrtechnisches Taschenbuch“, 28. Auflage Mai 2014, Springer Vieweg
- [2] FMVSS 116 DOT
- [3] SaimYigit, Marcel Streitenberger, Karl-Michael Hahn, Samuel David Lago Places, Janko Wuchatsch: “An enhanced CFD approach to simulate brake fluid temperature rise during mountain descent and soaking phase”, SimVec 2016

Leichte Verbundwerkstoff Rückenplatte für Bremsbeläge

P. Mody, S. Lambert, S. Fooths, A. Azaad

NUCAP Industries, Toronto, Canada

parimal.mody@nucap.com

Leider lag die deutsche Übersetzung zur Drucklegung nicht vor. Das englische Original finden Sie auf Seite 115.

Druckmittelpunktverschiebung bei pneumatisch betätigten Scheibenbremsen

Michael Pehle

BPW Bergische Achsen, Wiehl

pehle@bpw.de

1 Problemstellung

Scheibenbremsen, die in konventioneller Bauart aufgebaut sind, leiden systembedingt unter tangentialem Schrägverschleiß der aktiven Beläge.

Dies ist in den beiden Momenten begründet, die auf den aktiven Bremsbelag wirken.

Das Moment M_s entsteht durch die Reibkraft F_s multipliziert mit der Belagdicke d und ist daher vom Verschleißzustand der Bremse abhängig. Es nimmt mit zunehmendem Verschleiß ab.

Das Moment M_t entsteht durch die Reibung des Belages im Belagschacht, in den der Belag mit der Kraft F_s gedrückt wird, wenn sich der Bremsbelag weiter in Richtung der Bremsscheibe verschiebt. M_t ist unabhängig vom Verschleiß und stellt somit den konstanten Anteil des Gesamtmomentes dar. Unglücklicherweise wirken die beiden Momente in die gleiche Richtung und addieren sich somit.

Als Folge wird der Belag einlaufseitig stärker an die Bremsscheibe gedrückt und verschleift an dieser Stelle schneller.

1.1 Schrägverschleiß (Theorie)



Bild 1: Kräfte und Momente auf den Bremsbelag

$$M_T = F_T \cdot \frac{l}{2}$$

$$F_T = F_S \cdot \mu_T$$

$$M_S = F_S \cdot d$$

$$M_{ges} = M_T + M_S = F_S \cdot \left(\frac{l}{2} \cdot \mu_T + d \right)$$

$$\begin{aligned} F_S &= (F - F_T) \cdot \mu_S \\ &= F \cdot \mu_S - F_S \cdot \mu_T \cdot \mu_S \end{aligned}$$

$$\Leftrightarrow F_S \cdot (1 + \mu_T \cdot \mu_S) = F \cdot \mu_S$$

$$\Leftrightarrow F_S = F \cdot \frac{\mu_S}{1 + \mu_T \cdot \mu_S}$$

$$M_{ges} = F \cdot \frac{\mu_S \cdot \left(\frac{l}{2} \cdot \mu_T + d \right)}{1 + \mu_T \cdot \mu_S}$$

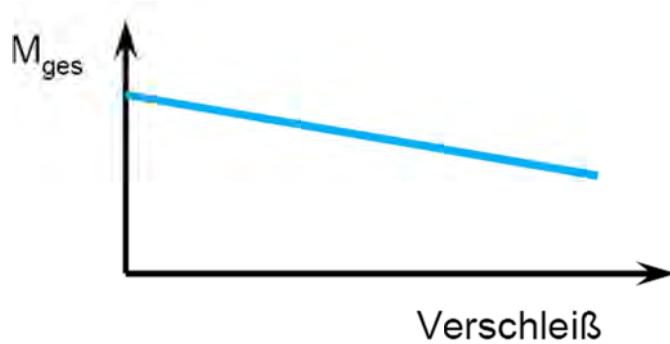


Bild 2: Qualitative Darstellung des Gesamtmomentes

Das Gesamtmoment auf den Bremsbelag nimmt über den Verschleiß zwar ab, bleibt aber immer positiv.

1.2 Schrägvorschleiß (Praxis)

Wenn keine geeigneten Gegenmaßnahmen getroffen werden, kann das Verschleißvolumen der Beläge nicht optimal genutzt werden. Das führt zu großem Unverständnis unserer Kunden.



Bild 3: Schrägvorschleiß eines Bremsbelags



Bild 4: Schrägverschleiß eines Bremsbelags

2 Stand der Technik

Die Konstrukteure versuchen, die Bremsen so auszulegen, dass der Schrägverschleiß vermieden oder zumindest in einem akzeptablen Rahmen gehalten wird. Dafür gibt es die verschiedensten Ansätze:

2-Stempel-Bremsen

Im Bereich der pneumatischen Scheibenbremsen, wie sie in der Nutzfahrzeugbranche eingesetzt werden, ist die bekannteste Gegenmaßnahme die Verwendung von 2-Stempel-Zuspannungen. Die Betätigungs Kraft wird über zwei Stempel und eine breite Basis auf den Bremsbelag übertragen. Sobald sich ein geringer Schrägverschleiß eingestellt hat, drückt der auslaufseitige Stempel stärker auf den Belag und stoppt damit den Schrägverschleiß.

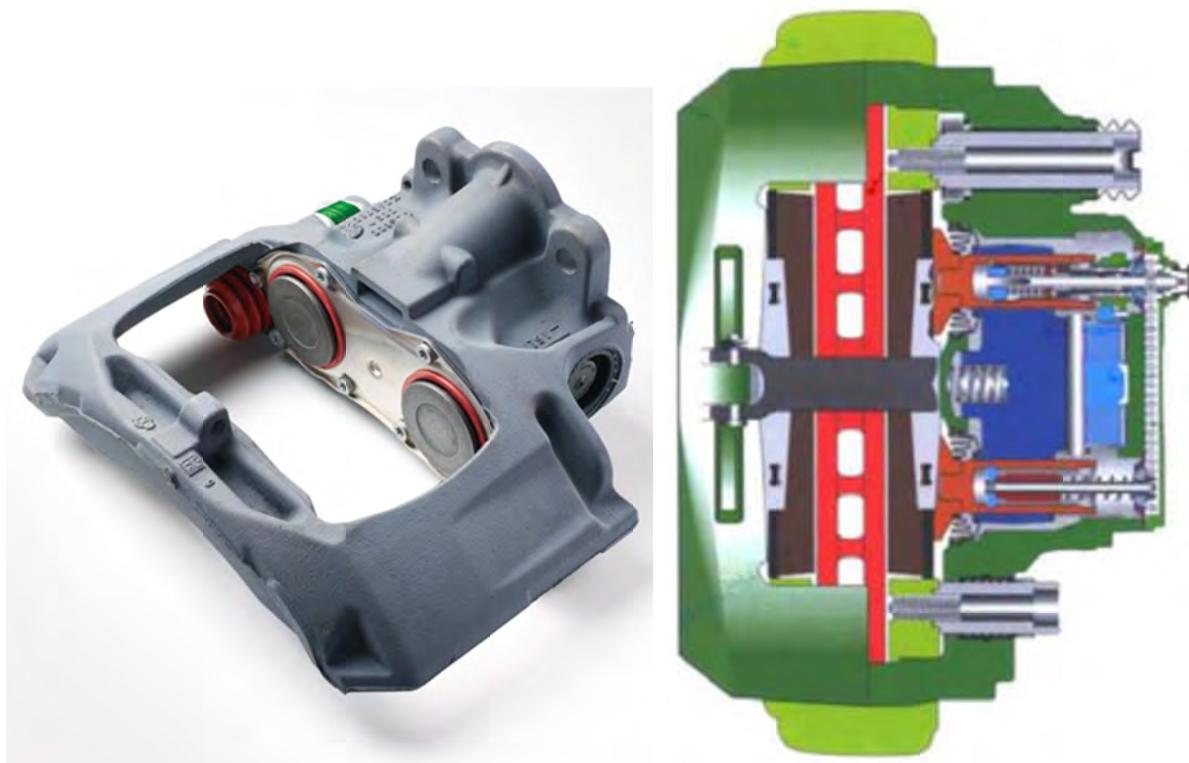


Bild 5: 2-Stempel-Zuspannung

Das Ergebnis dieser Konstruktion sind sehr stabile Bremsen, mit denen auch große Bremsmomente verwirklicht werden können. Zudem sind die Bremsen drehrichtungsunabhängig.

Bremsträgernut

Gerade im Anhängerbereich kommen vermehrt Einstempel-Lösungen zum Einsatz (Quelle: Paul Thomas, Meritor, EuroBrake 2017). Auch hier wird versucht, dem Schrägverschleiß mit geeigneten Konstruktionen Einhalt zu gebieten. Ein Beispiel hierfür ist die Nut im Bremsträger.

Zwischen dem Betätigungs Kolben und dem aktiven Belag wird eine Druckplatte eingelegt. Diese Platte verfügt einlaufseitig über eine Nase, die in einer schrägen Nut im Bremsträger läuft. Bei der Zuspannung muss sich die Druckplatte entgegen der Bewegung des aktiven Belags bewegen und baut über die Hemmung ein Gegenmoment auf.

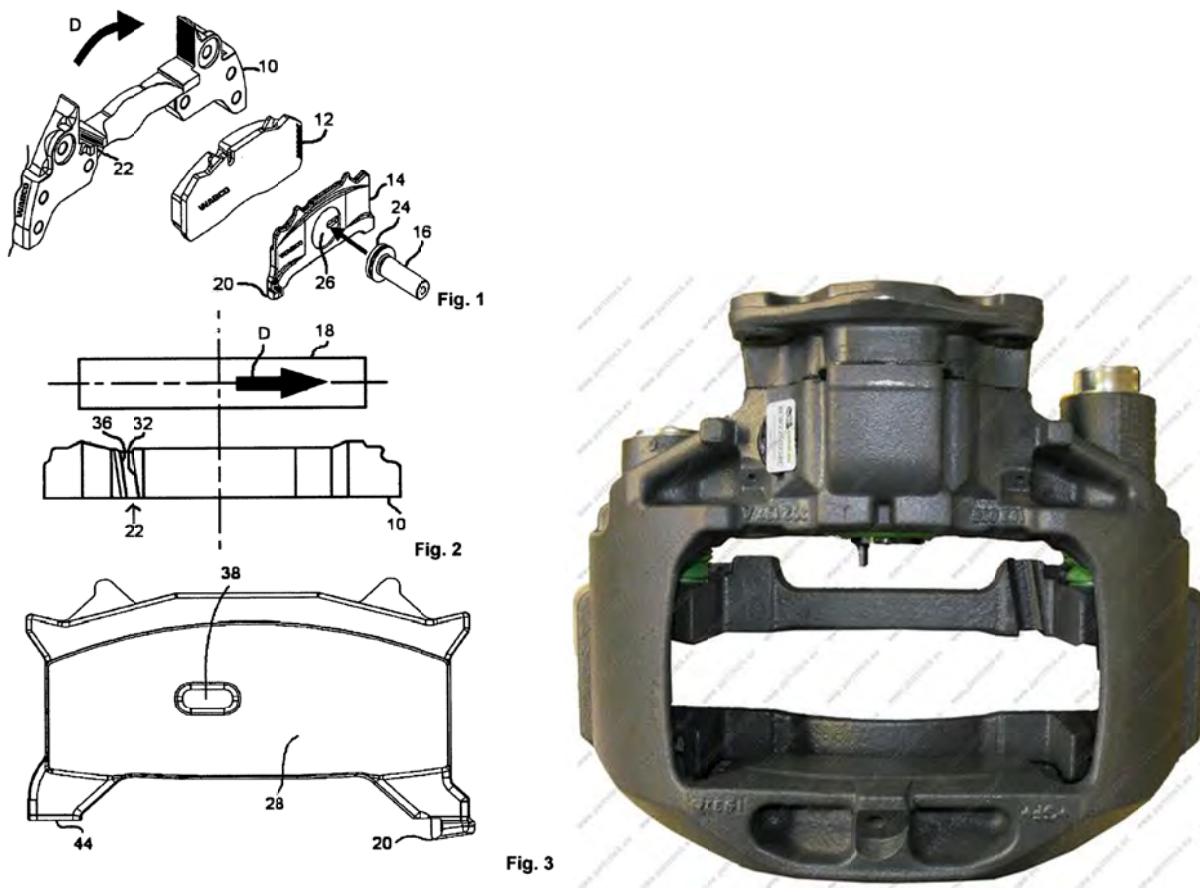


Bild 6: Druckplatte mit Führung im Bremsträger

Mit dieser Maßnahme wird ein konstantes Moment erzeugt. Mit der Wahl des Nutwinkels kann die Wirkung des Gegenmomentes beeinflusst werden. Diese Konstruktion funktioniert nur in eine Drehrichtung.

Hydraulikbremsen

Aus dem Bereich der hydraulischen PKW-Bremsen seien hier zwei Beispiele genannt.

1. Unterschiedliche Kolben-Durchmesser

Bei 2-Kolben-Sätteln wird das Gegenmoment durch den Einsatz unterschiedlicher Kolbendurchmesser erreicht. Bei gleichem hydraulischem Druck erzeugt der Kolben mit dem größeren Durchmesser auslaufseitig eine größere Zuspannkraft, das erwünschte Gegenmoment wird aufgebaut.



Bild 7: Bremssattel mit unterschiedlichen Kolbendurchmessern

2. Hammerkopfbeläge

Bei Einstempelbremsen kann ein Gegenmoment erreicht werden, indem die Richtung des Momentes M_T umgedreht wird. Gezogene statt geschobene Beläge, sogenannte Hammerkopfbeläge bewirken ein umgedrehtes Bremsträger-Moment. Allerdings benötigt diese Konstruktion einen großen Bedarf an Bauraum im Bremssattel, so dass sie in kommerziell genutzten Fahrzeugen wegen des geforderten Verschleißvolumens nicht zum Einsatz kommt.

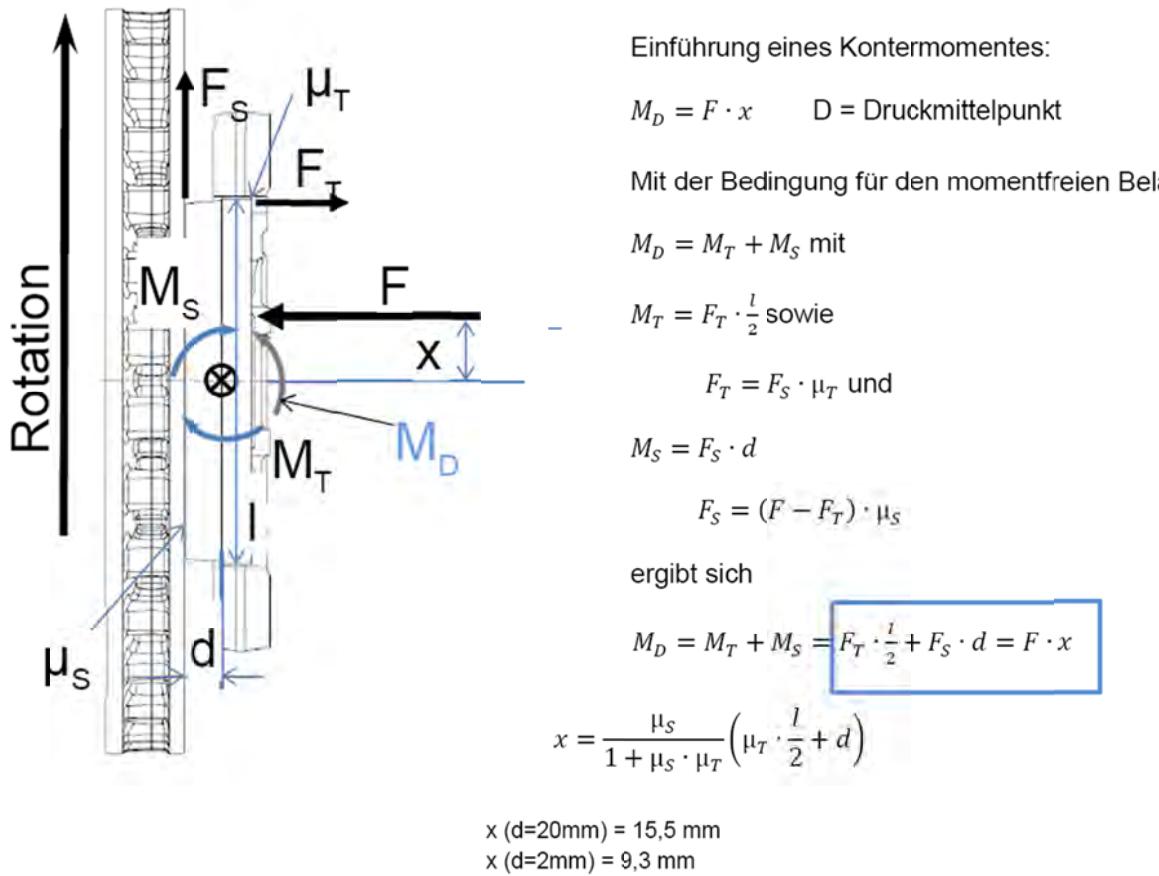


Bild 8: Beispiel eines Hammerkopfbelages

3 Theoretischer Lösungsansatz

Der anschließend vorgestellte Lösungsansatz verbindet die Idee des Gegenmomentes mit der einer Einstempel-Zuspannung in einer pneumatisch betätigten mechanischen Nutzfahrzeugbremse.

Das Kontermoment wird durch die Verschiebung der gesamten Zuspannung in Umfangsrichtung erreicht. Durch die Druckmittelpunktverschiebung um den Betrag x entsteht das Moment $M_D = F \cdot x$, welches als konstanter Betrag den beiden systembedingten Momenten entgegensteht.

Bild 9: Kontermoment M_D

Die optimale Verschiebung nimmt mit zunehmendem Verschleiß von 15,5 mm auf 9,3 mm ab. Die Konstruktion muss sich also für eine Verschiebung zwischen diesen Grenzwerten entscheiden. Bei neuen Belägen ist das Kontermoment also zu klein, gegen Ende der Belaglebensdauer entsprechend zu groß.

Als Folge ist ein wechselnder Schrägverschleiß zu erwarten, zu Beginn einlaufseitig, zum Schluss auslaufseitig. Die Verschiebung x ist so zu wählen, dass der Belag bei Erreichen der Verschleißgrenze parallel zur Rückenplatte verschlossen ist.

Moment auf den Belag:

$$M_{ges} = M_T + M_S - M_D = F_T \cdot \frac{l}{2} + F_S \cdot d - F \cdot x$$

$$M_{ges} = F \left(\frac{\mu_T \cdot \mu_S}{1 + \mu_T \cdot \mu_S} \cdot \frac{l}{2} + \frac{\mu_S}{1 + \mu_T \cdot \mu_S} \cdot d - x \right)$$

↑ konstant ↑ abnehmend ↑ negativ

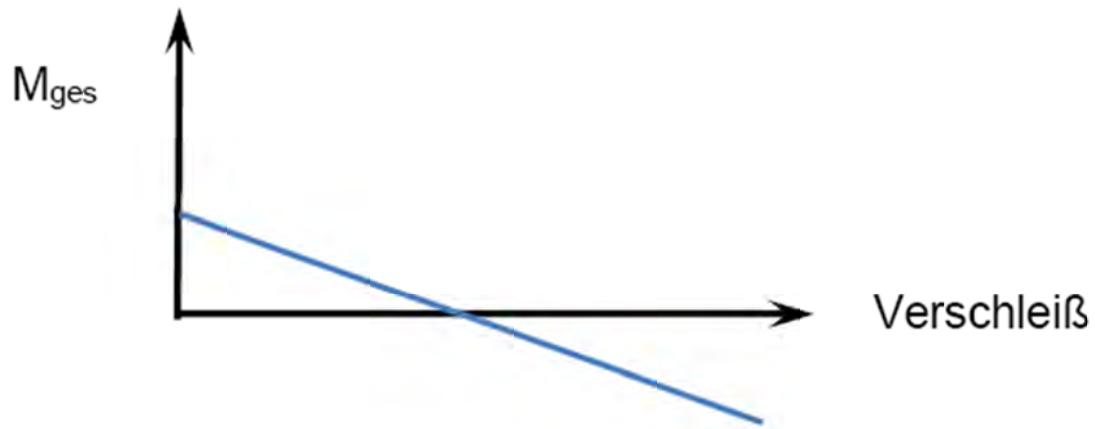


Bild 10: Qualitative Darstellung des Gesamtmomentes

Qualitativ wird erreicht, dass das Gesamtmoment parallel nach unten verschoben wird. Dieses Prinzip ist natürlich auch drehrichtungsabhängig.

4 Umsetzung im Sattel

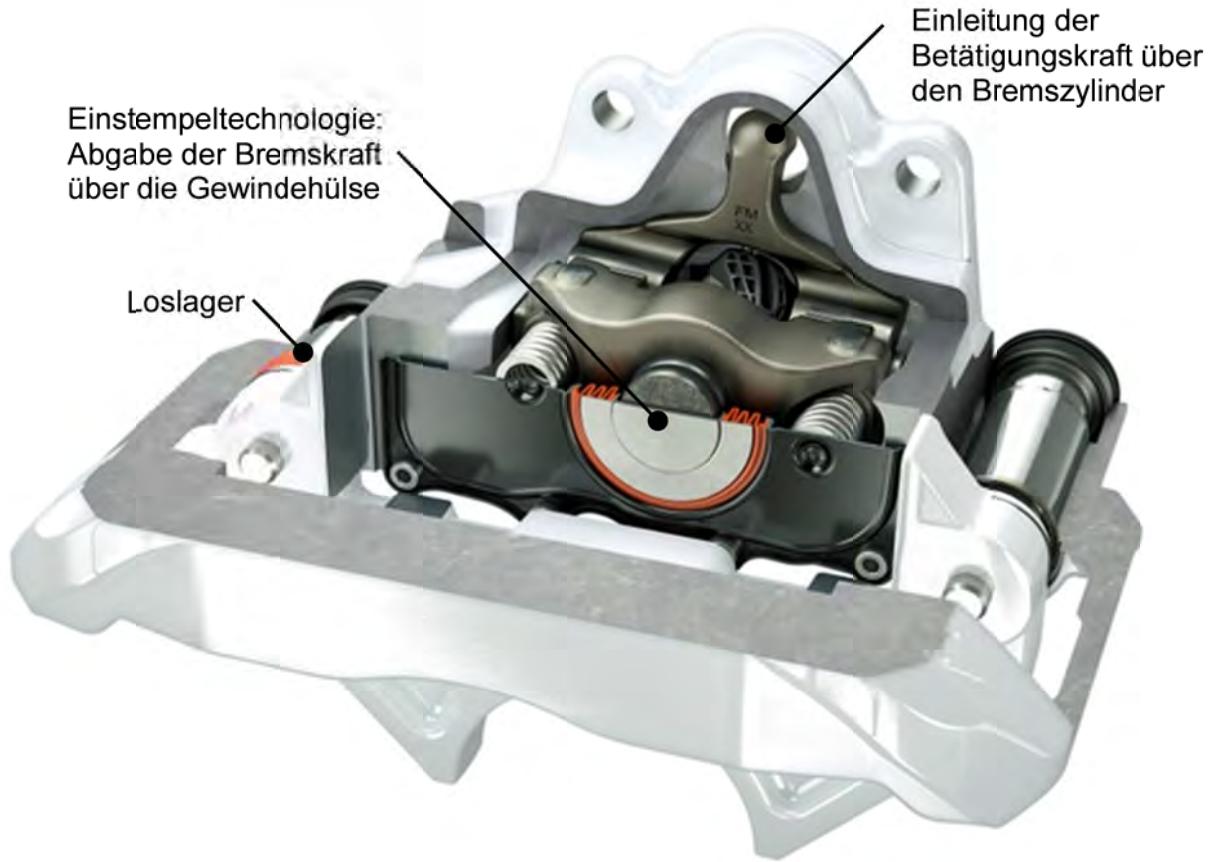


Bild 11: Schnitt durch Bremssattel mit verschwenkter Zuspannung

Die Zuspanneinheit wird gegenüber dem Belagschacht um $4,5^\circ$ verschwenkt. Dadurch ergibt sich eine Druckpunktverschiebung um 13mm. Eine konstruktive Beschränkung der Verschiebung stellt hierbei die Sattellagerung dar.

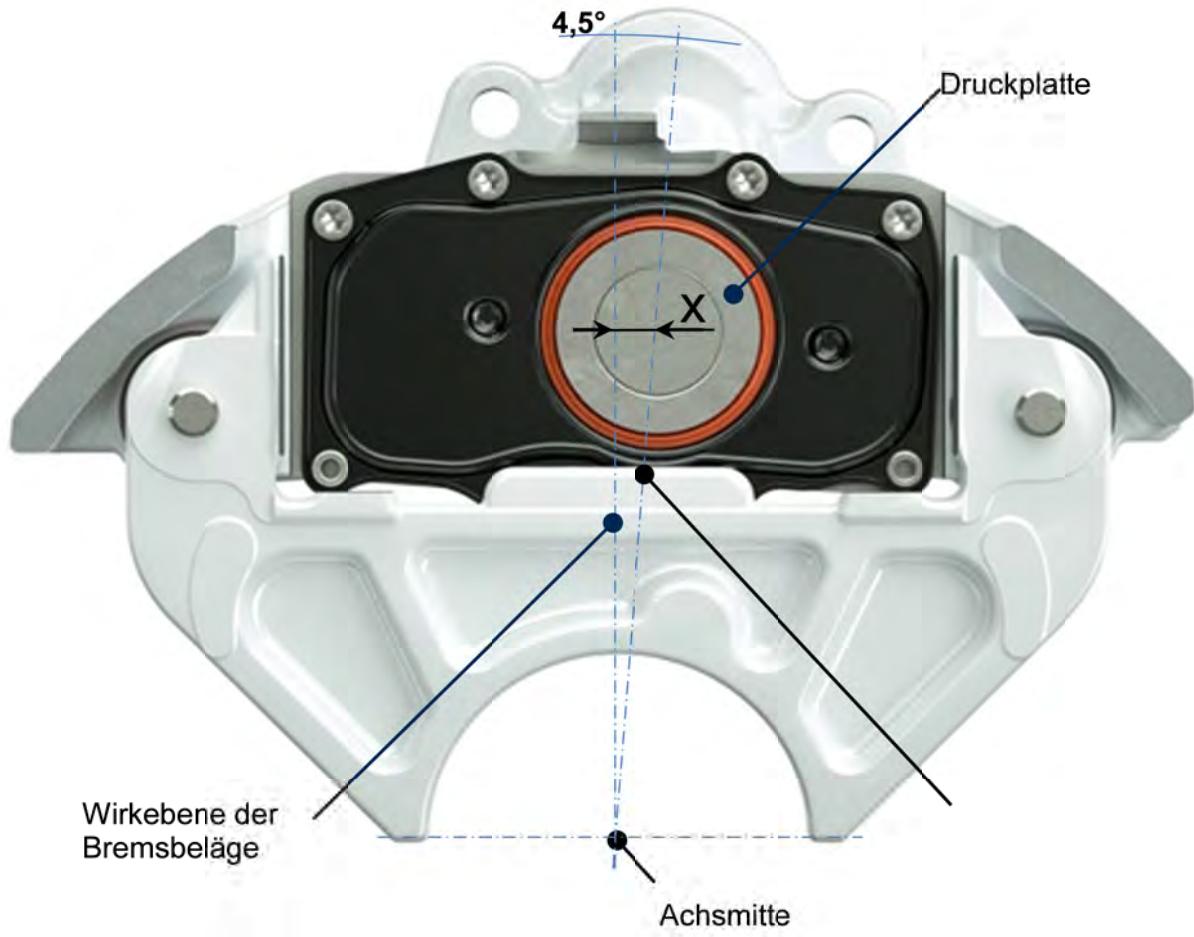


Bild 12: Schwenkwinkel und Druckpunktverschiebung

5 Versuchsergebnisse

Die Wirksamkeit der Druckmittelpunktverschiebung kann im Fahrversuch nachgewiesen werden. Eine Fahrt mit wechselnden Temperaturverhältnissen durch Westerwald, Eifel und das bergische Land wird über mehr als 15.000 km beobachtet. Der Schrägvorschleiß der Beläge wird regelmäßig in kurzen Abständen gemessen und dokumentiert.

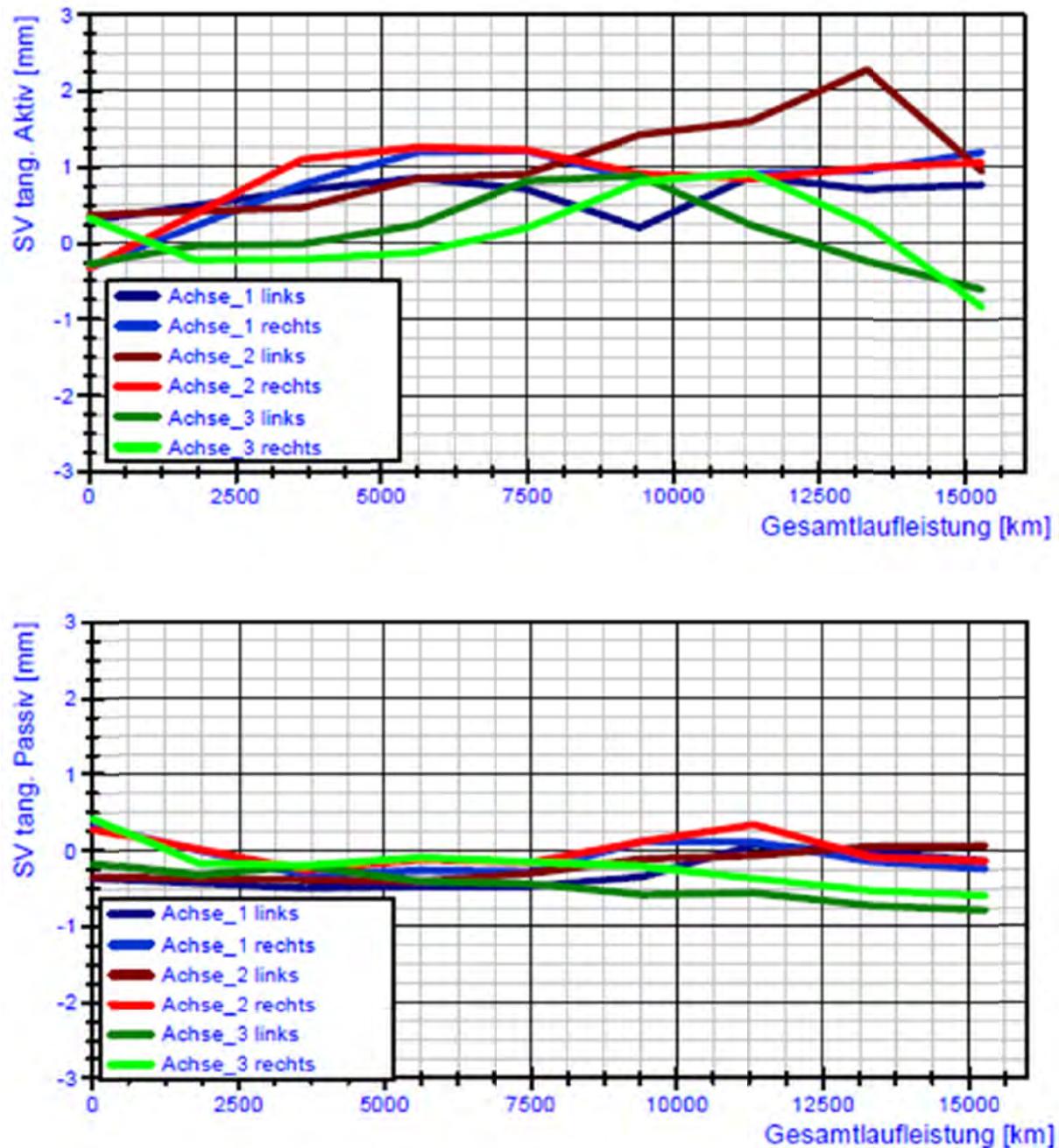


Bild 13: Schrägverschleiß im Laufe des Fahrversuchs

Während der passive Belag immer deutlich unter der zulässigen Grenze von 2mm tangentialem Schrägverschleiß bleibt (untere Grafik), sieht man den Einfluss der Druckmittelpunktverschiebung am aktiven Belag sehr deutlich (obere Darstellung).

Auf den Achsen 1 und 2 wurden 2-Stempel-Bremsen verwendet. Die blauen und roten Kurven zeigen eine entsprechende Verschleißkurve. Der Schrägverschleiß erreicht schnell einen Betrag von 1 mm und bleibt ab dann konstant.

Der Verschleiß der Bremsen mit der Druckpunktverschiebung, die auf Achse 3 eingebaut waren, dreht nach vorübergehendem Schrägverschleiß von 1mm ins Negative und erreicht bei Erreichen der Verschleißgrenze einen Schrägverschleiß von -0,8 mm (grüne Kurven).

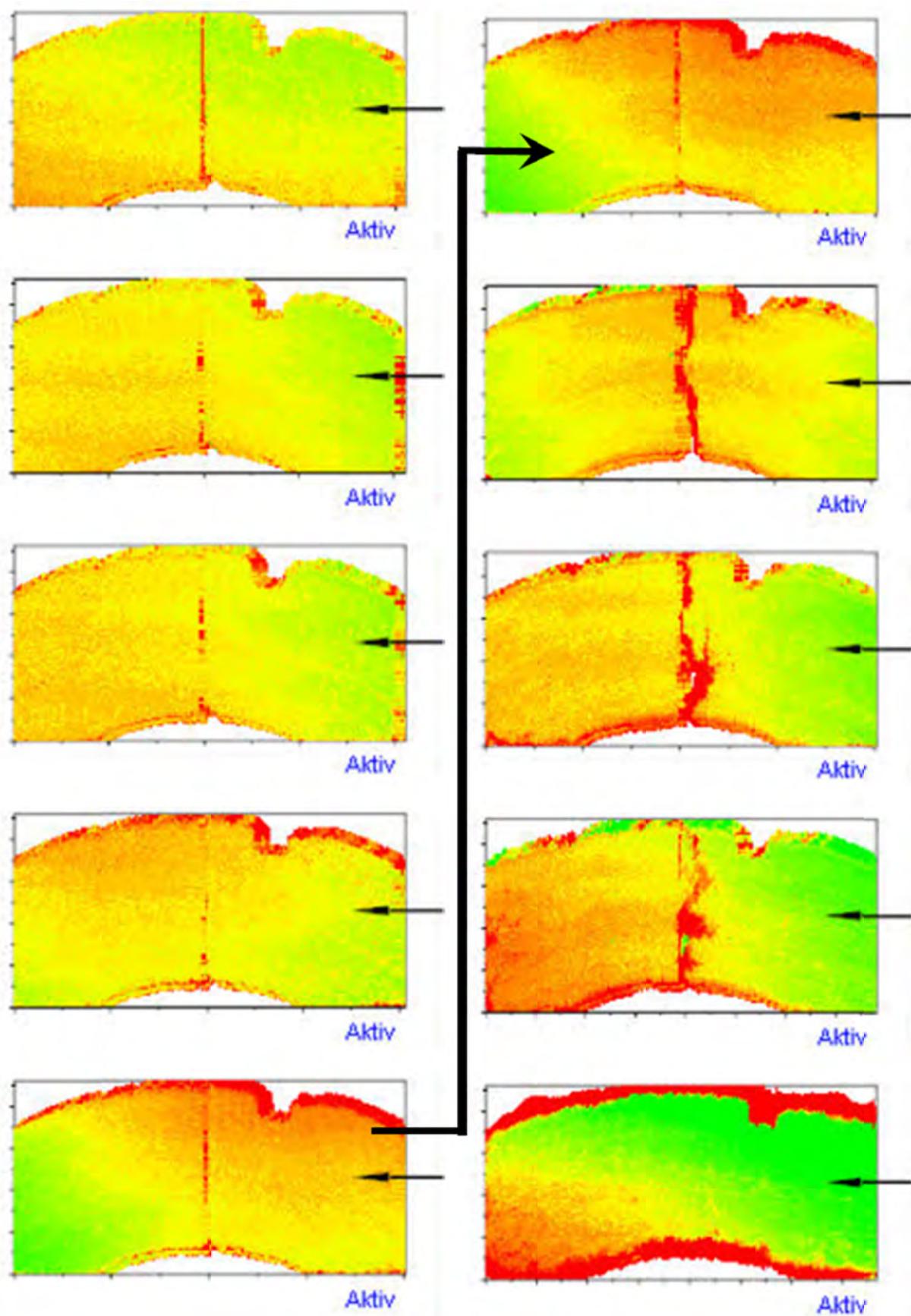


Bild 14: Vermessung der Beläge im Laufe des Fahrversuchs

Auch die 10 Vermessungen der Beläge während des Versuches zeigen diese Hin- und Zurück-Tendenz des Verschleißbildes anschaulich.



Bild 15a: Beläge nach Abschluss des Fahrversuchs



Bild 15b: Beläge nach Abschluss des Fahrversuchs



Bild 15c: Beläge nach Abschluss des Fahrversuchs

Nach dem Fahrversuch ist das optimale Verschleißbild zu erkennen.

6 Zusammenfassung

Um Schrägverschleiß bei Scheibenbremsen zu vermeiden, gibt es diverse konstruktive Ansätze. Diese unterscheiden sich je nach Anwendungsgebiet in mechanischen oder hydraulischen Bremsen zum Teil erheblich. Außerdem entscheiden Randbedingungen wie Bauraum, Drehrichtungsabhängigkeit oder Aufwand über das geeignete Prinzip.

In diesem Vortrag wird die Übertragung einer Idee aus dem Bereich der PKW-Bremsen in eine mechanische Bremse, wie sie bei pneumatisch betätigten Nutzfahrzeugbremsen zur Anwendung kommt, beschrieben.

Durch die Verschiebung des Druckmittelpunktes der Zuspansion um 13mm wird ein konstantes Moment auf den Bremsbelag erzeugt, das dem natürlichen Schrägverschleiß entgegenwirkt.

Die Wirksamkeit dieses Systems wird exemplarisch in einem Fahrversuch über 15.000 km nachgewiesen. Zwischenzeitlich konnten auch Fahrerprobungen in China und Australien mit ähnlich erfolgreichem Ergebnis beendet werden.

Das Prinzip wird mit der BPW TS2 im Sommer 2018 an die Serienproduktion übergeben.

eascy – Die fünf Dimensionen der Transformation der Automobilindustrie

Christoph Stürmer

PricewaterhouseCoopers GmbH Wirtschaftsprüfungsgesellschaft,
Stuttgart

christoph.stuermer@de.pwc.com

eascy – fünf Buchstaben werden die automobile Zukunft prägen. Mit dieser Studie bieten wir ein konsistentes Marktmodell für die klare Zukunftsstrategie Ihres Unternehmens.

Aus Kundensicht sind die fünf Dimensionen mit zahlreichen Vorteilen verbunden. Das Autofahren wird aller Voraussicht nach einfacher, sicherer, komfortabler und günstiger werden.

Zugleich zwingt die Revolution der individuellen Mobilität die Autobranche dazu, sich gewissermaßen neu zu erfinden. In unserem Whitepaper

*Re-inventing the wheel*¹ haben wir die strategischen und konzeptionellen Folgen dieser Entwicklung bereits charakterisiert. Die vorliegende Studie geht jedoch einen wichtigen Schritt weiter. Denn PwC Autofacts – ein globales Expertenteam zur Analyse und Prognose der Entwicklung der Automobilindustrie – hat erstmals ein mathematisches Modell entwickelt, mit dem sich die Auswirkungen der Neustrukturierung auf die wichtigsten Kennzahlen der Branche ermitteln lassen. Dabei geht es uns vor allem um den Fahrzeugbestand und die Neuzulassungen. Schließlich determinieren diese beiden Größen die Wertschöpfung der

¹ PwC (2015): Re-inventing the wheel, <https://www.pwc.com/gx/en/automotive/publications/assets/reinventing-the-wheel.pdf>.

Automobilproduktion – und sind damit entscheidend für die künftigen Geschäftsmodelle von OEMs und Zulieferern gleichermaßen. Bei unserer Untersuchung haben wir uns auf die drei weltweit größten Automobilmärkte konzentriert, also auf Europa, die USA und China.

Ziel dieser Studie ist es, ausgehend vom Nutzer die zukünftige Markt- entwicklung zu modellieren. Dabei kann die Neuordnung der Industrie mit jeweils drei exogenen Faktoren, drei Modellergebnissen und drei Implikationen beschrieben werden:

Exogene Faktoren

- Die Nutzung der Mobilität wird sich ändern
- Die gefahrenen Personen- kilometer und Pkw-Kilometer werden steigen
- Die Nutzungsintensität der Fahrzeuge wird steigen

Modellergebnisse

- Der Bestand an Fahrzeugen wird signifikant abnehmen
- Die Fahrzeugverkäufe werden trotzdem zunehmen
- Autonomes Fahren und Elektrifizierung unterstützen sich gegenseitig

Implikationen

- Schnelle Umverteilung der Entwicklungsinvestitionen
- Die Entscheidung über die langfristige Struktur erfolgt 2020 bis 2025
- Zukünftige Geschäftsmodelle umfassen Verkauf und Betrieb von Fahrzeugen

	EU	USA	China
modern 2017 2030 +5 Prozentpunkte, relative Zunahme um +15%	<ul style="list-style-type: none"> technische Neuerungen prägen den Alltag. Nutzung von Smartphones und Apps für urbane Fortbewegung nachhaltiger und gesunder Lebensstil fördert pragmatische Sicht auf Autos als Transportmittel verstärkt intermodaler Transport (Auto i. V. m. öffentliche Verkehrsmittel) Besitz eines Autos als Statussymbol weniger wichtig ländliche Gegenden nutzen dennoch Autos <p>e + a + s ++ r ++</p>	<ul style="list-style-type: none"> großes Interesse an digitaler Technologie und innovativen Mobilitätskonzepten besonders junge urbane Nutzer setzen auf Vielfalt an Transportmöglichkeiten abseits des eigenen Autos ländliche Teile sind durch unzureichende Infrastruktur gerade bei Langstrecken noch auf Autos angewiesen Fahrten in städtische Gebiete werden oft intermodal durchgeführt (z. B. Park+Ride) <p>e + a ++ s ++ r ++</p>	<ul style="list-style-type: none"> junge urbane Generation erlebt wirtschaftlichen Aufschwung neue Technologien werden aktiv genutzt Car- und Ride-Sharing Services sehr beliebt (Bsp.: Didi Chuxing App mit > 400 Mio. Nutzer) Bedarf an eigenem Auto beschränkt sich auf sozialen Status Langstrecken-Fahrten in ländlichen Regionen weiterhin mit Hilfe des eigenen Autos <p>e ++ a ++ s ++ r ++</p>
transitory 2017 2030 -2 Prozentpunkte, relative Abnahme um -5%	<ul style="list-style-type: none"> Individualität und Konsumverhalten fördern die Entstehung unterschiedlicher Mobilitätsprofile vorwiegend junge urbane Nutzer verwenden Alternativen wie Car-Sharing der noch traditioneller orientierte Nutzerkreis bevorzugt weiterhin eigenes Auto aus Komfort-, Status-, und Flexibilitätsgründen <p>e + a s + r +</p>	<ul style="list-style-type: none"> sowohl traditionelle als auch moderne Wertevorstellungen Besitz eines Autos ist in Mobilitätsvorstellung verankert öffentliche Verkehrsmittel spielen in der Stadt größere Rolle grundätzlich offen für neue Mobilitäts-Alternativen <p>e + a s + r</p>	<ul style="list-style-type: none"> symbolhaft für den Beginn des wirtschaftlichen Umschwungs geteilte Einstellung zu modernen Mobilitätslösungen traditionell vorwiegende Verwendung des eigenen Autos in ländlichen Gegenden Nutzung öffentlicher Verkehrsmittel weit verbreitet <p>e ++ a + s + r +</p>
traditional 2017 2030 -3 Prozentpunkte, relative Abnahme um -12%	<ul style="list-style-type: none"> hauptsächlich ländliche Bevölkerung welche technologische Neuerungen eher ablehnt Besitz oder Zugang zu einem eigenen Auto ist die Norm im städtischen Umfeld häufig Rückgriff auf öffentliche Verkehrswägen um Staus und Parkplatz-Suche zu vermeiden <p>e - a - s - r -</p>	<ul style="list-style-type: none"> überwiegend ältere Teile der Gesellschaft mit schwer veränderbaren Wertevorstellungen und Überzeugungen größter Anteil an ländlicher Bevölkerung im Segment-Vergleich Mobilität wird fast ausschließlich mit eigenem Auto gleichgesetzt innovative Mobilitäts-Konzepte finden keine Beachtung <p>e - a - s - r -</p>	<ul style="list-style-type: none"> öffentliche Verkehrsmittel vor allem in Städten bevorzugt verhältnismäßig offen für technologische Entwicklungen Auto-Nutzung aus Flexibilitäts- und Komfortgründen Auto-Besitz um sozialen Status auszudrücken <p>e + a s - r -</p>

Bild 1: Globale Personas im Vergleich

Die Mobilitätsbedürfnisse und -präferenzen ändern sich

Durch die Veränderung der „Personas“ werden sich in den kommenden Jahren auch die Mobilitätsbedürfnisse verändern. Dabei basieren die verschiedenen „eascy“-Dimensionen auf je eigenen Treibern. Primäre Treiber von autonomous sind zum Beispiel die Zeitersparnis und die höhere Sicherheit. Sharing hingegen zielt in erster Linie auf den Kostenfaktor. Connected und electrified wiederum können als Hygienefaktoren der automobilen Transformation betrachtet werden. Denn: Die Marktdurchdringung von Elektrofahrzeugen folgt zunächst nicht der marktwirtschaftlichen Nachfragestruktur, sondern ist ein Thema, das primär politisch und regulativ gelenkt ist.

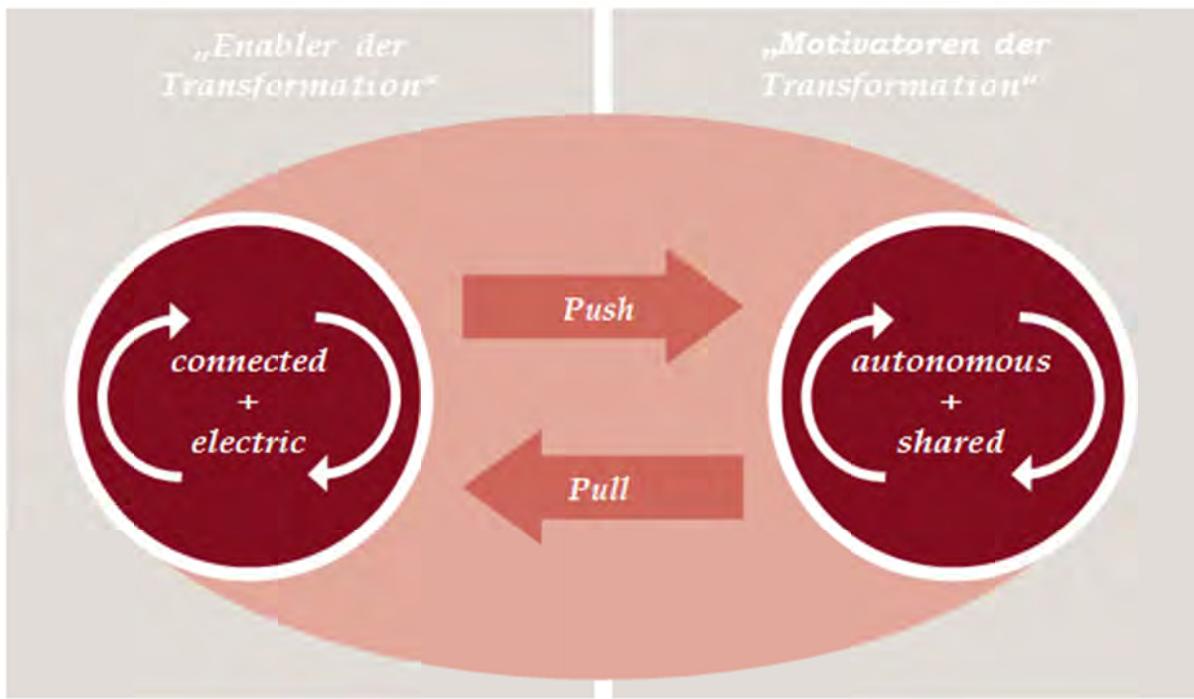


Bild 2: Nutzermotivation für electric, autonomous, shared und connected mobility

Die „yearly updates“ entstehen aus der hohen Innovationsgeschwindigkeit der anderen „easycy“-Dimensionen, insbesondere im Bereich „autonomous“ und „electric“ – fundamentale technische Verbesserungen treten schon heute in so schneller Folge auf, dass sie in die klassischen Modellzyklen nicht mehr integriert werden können. Statt also eher kosmetische „Modelljahre“ anzubieten, wird die Automobilindustrie schon kurzfristig technisch aktuelle „Jahresmodelle“ entwickeln müssen – teilweise einschließlich der Möglichkeit, frühere Jahresmodelle auf den aktuellen Stand nachzurüsten.

Nutzen statt besitzen

Dieser Verhaltenswandel wird die Mobilität der Zukunft prägen. Breite und Tiefe von Mobilitätsangeboten werden dabei stark zunehmen. Das zeigt sich jetzt schon an der steigenden Zahl von Anbietern in diesem Segment. So drängen sowohl innovative Start-Ups als auch etablierte Unternehmen der Automobil-, Transport- und Logistikindustrie auf den Markt. Dabei sind zwei verschiedene Ausprägungen der „Shared Mobility“ anzutreffen – nämlich Car Sharing und Ride Hailing.

Car Sharing vs. Ride Hailing

Car Sharing gibt es wiederum in zwei Ausprägungen, nämlich stationsbasiert oder ohne feste Station („free-floating“). Die elementaren Unterschiede liegen in der Verfügbarkeit der Fahrzeuge. Können beim stationsbasiertem Car Sharing die

Fahrzeuge nur bei vordefinierten Stationen abgeholt werden, ist das Verfügbarkeitsgebiet bei flexiblem Car Sharing deckungsgleich mit dem Geschäftsgebiet des Anbieters. Beim Ride Hailing geht es hingegen um das Teilen einer Autofahrt. Mitfahren ist beliebter geworden und kein Randphänomen mehr. Im Jahr 2017 wird die Anzahl der Nutzer auf 338 Millionen weltweit² ansteigen. Dabei zeigen sich im Großen und Ganzen drei verschiedene Ausprägungen:

- Online-Mitfahrzentralen zum Bilden von Fahrgemeinschaften
- Online-Plattformen, die Fahrer vermitteln, die Fahrten in privaten Pkw anbieten
- Taxiunternehmen, die ihren Service über eine App anbieten

Der Kunde möchte autonome Fahrzeuge nutzen

Wie steht nun das Car Sharing in Verbindung mit der autonomous- Dimension, sprich: mit der Automatisierung des Fahrens? Um den Automatisierungsgrad einheitlich klassifizieren zu können, wurde auf nationaler und internationaler Ebene ein Stufen- modell von 0 bis 5 eingeführt.

Die deutsche Klassifizierung kommt von der Bundesanstalt für Straßen- wesen (BaSt)³.

² Statista (2017): eTravel: Mobility Services, https://de.statista.com/download/outlook/whiterpaper/Mobility_Services_Outlook_0117.pdf

³ Verband der Automobilindustrie (2015): Automatisierung – Von Fahrerassistenzsystemen zum automatisierten Fahren, <https://www.vda.de/dam/vda/publications/2015/automatisierung.pdf>.

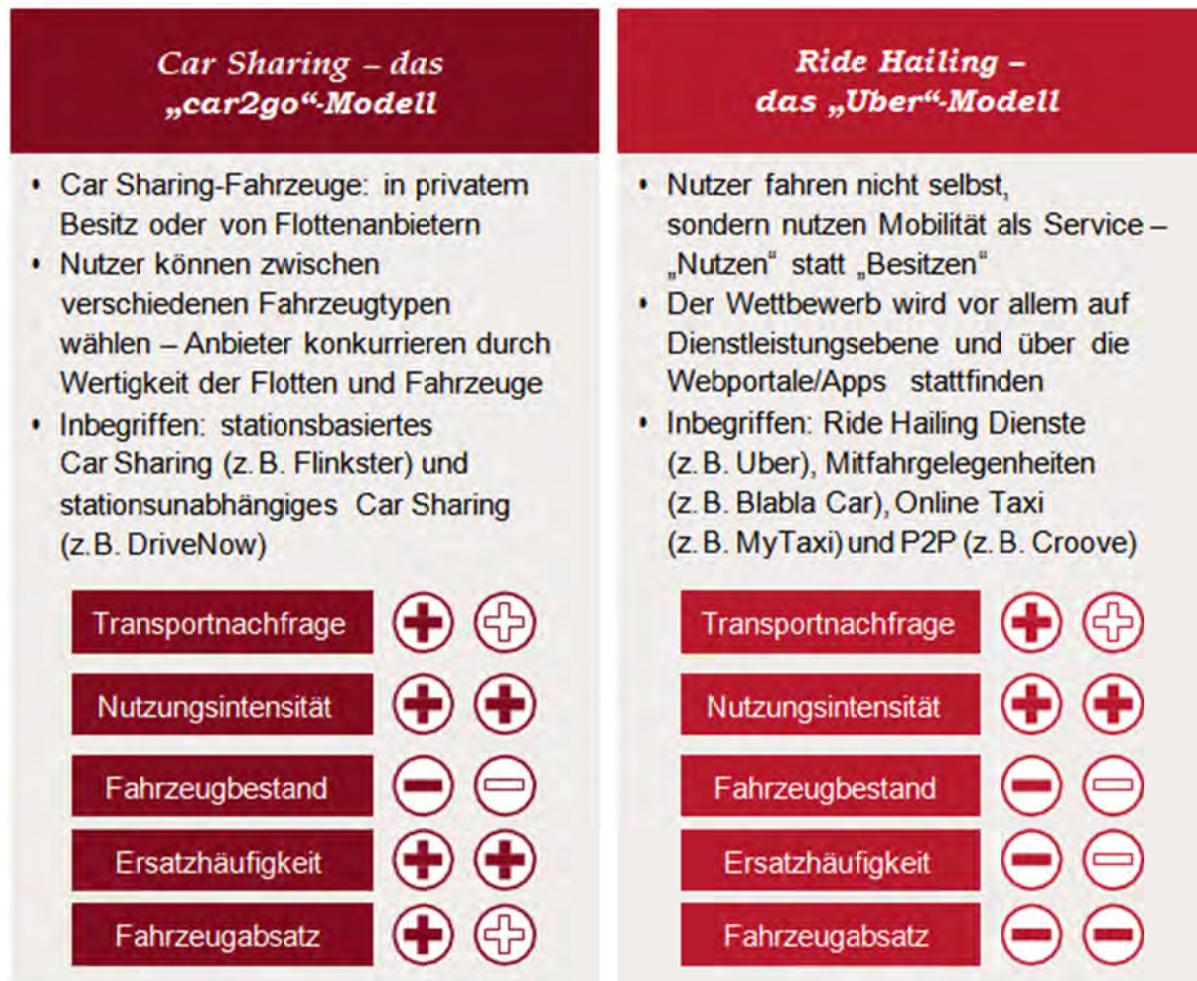


Bild 3: Welche Sharing Modelle gibt es?

Auch wenn es den Anschein hat, dass es strikte Trennungen zwischen den Automatisierungsstufen gibt, kommt es in der Öffentlichkeit stetig zu Diskussionen. So nennen einige Automobilhersteller beispielsweise Stufe vier als optimalen Use-Case für Car Sharing-Fahrzeuge in einem abgegrenzten geografischen Raum – also etwa im Gebiet einer Stadt. Laut diesem Verständnis würde das Fahrzeug der Stufe vier fahrerlos in diesem Bereich fahren dürfen, um Kunden, die das Fahrzeug „On demand“ bestellt haben, abzuholen. Darüber hinaus ergeben sich bevorzugte Anwendungsbereiche je Automatisierungsgrad. So sind die Fahrzeuge mit einer Level-1- bis Level-3-Freigabe primär auf Überland- und Autobahnfahrten ausgerichtet, da dieser Use-Case technisch verhältnismäßig einfach zu realisieren ist.

Der primäre Use-Case liegt vor allem beim Car Sharing in urbanen Gebieten. Immer mehr junge Leute in der Stadt besitzen kein eigenes Auto und nutzen Sharing-Konzepte in Kombination mit öffentlichen Verkehrsmitteln.

Technische Verfügbarkeit und gesetzliche Grundlagen sind das Nadelöhr

PwC Autofacts geht davon aus, dass die Nachfrage nach autonomen Fahrzeugen im Hinblick auf die großen Märkte Europa, USA und China unterschiedlich sein wird. Jedoch stehen Kunden- Personas dieser Technologie per se in allen betrachteten Regionen tendenziell positiv gegenüber. Gehemmt wird die Entwicklung – abgesehen von technischen Fragen – momentan noch durch fehlende gesetzliche Grundlagen. Heutzutage finden sich sehr vereinzelt Fahrzeuge auf der Straße, die mit der Automatisierungsstufe zwei und drei zugelassen sind. Technisch wären noch mehr Hersteller und Fahrzeuge in der Lage, diese Stufen anzubieten, jedoch ist die rechtliche Basis unklar. Aktuell wird davon ausgegangen, dass Fahrzeuge mit einer Stufe 4-Freigabe frühestens 2022–2023 auf den Markt kommen – die Funktionalitäten könnten technisch aber schon früher zur Verfügung stehen. Unterschiedliche Automobilhersteller haben bereits Fahrzeuge der Stufe vier und fünf angekündigt.

Autonom und Shared

Verbindet man die zwei Trend- Dimensionen shared und autonomous, ergeben sich vier Mobilitätsformen – nämlich 1.) ungeteilt und nicht- autonom, 2.) schon geteilt, aber noch nicht autonom, 3.) noch ungeteilt, aber schon autonom, 4.) schon geteilt und schon autonom. Das gängigste Fortbewegungsmittel ist heutzutage immer noch das selbstgefahrene Privatauto (also „ungeteilt und nicht- autonom“). Allerdings wird das selbstgefahrene Sharing-Fahrzeug (sprich: „schon geteilt, aber noch nicht autonom“) immer beliebter.

Das selbstfahrende Privatfahrzeug („noch ungeteilt, aber schon autonom“) ist auf dem Markt noch nicht verfügbar – was sich allerdings schon in wenigen Jahren ändern könnte. Damit wäre auch der Weg bereitet für das selbstfahrende Sharing-Fahrzeug („schon geteilt und schon autonom“) und die absolute Verknüpfung zwischen den beiden Dimensionen autonomous und shared erreicht.

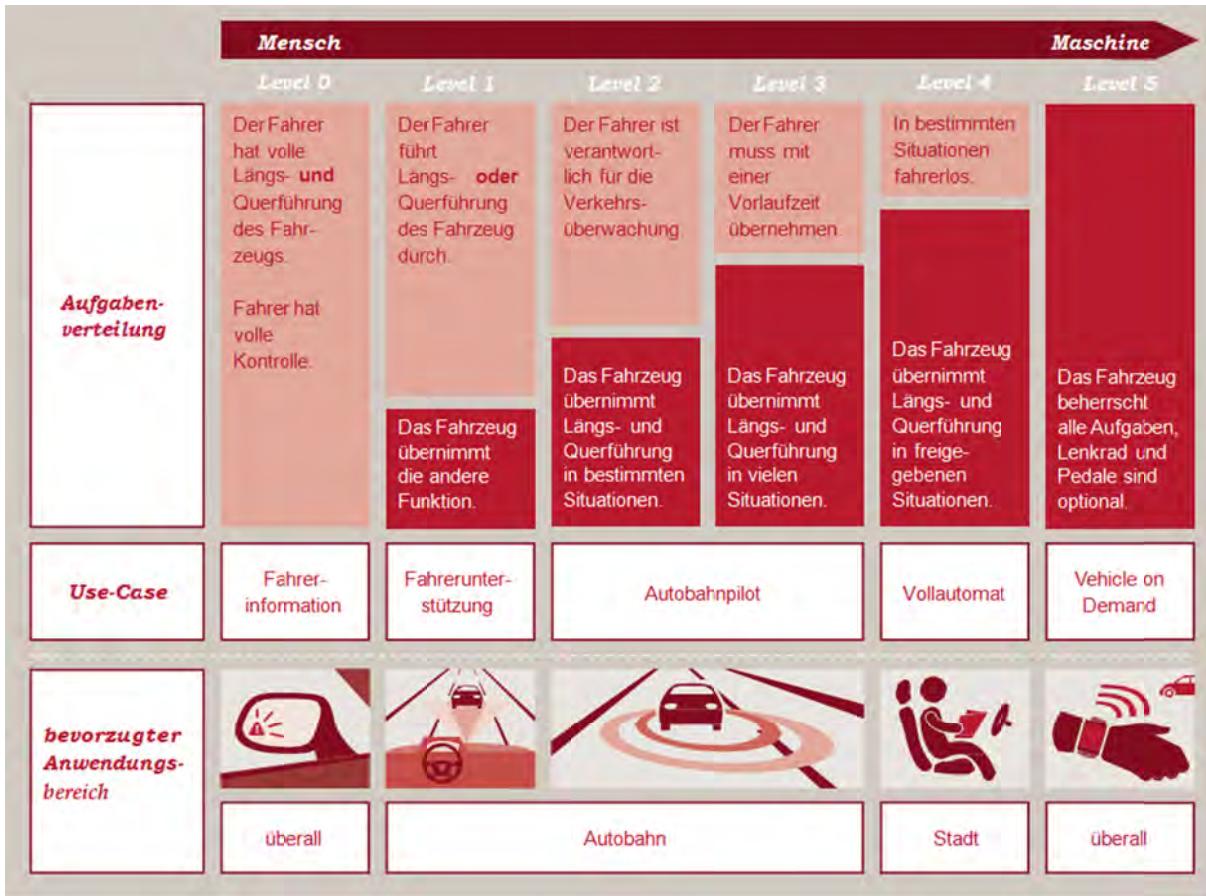


Bild 4: Die 5 Level des autonomen Fahrens

Autonome Fahrzeuge werden einen starken positiven Einfluss auf Sharing-Konzepte haben. In dieser Mobilitätsform fallen Car Sharing und Ride Hailing dann technisch zusammen, da kein Fahrer mehr benötigt wird. Die Unterschiede der Geschäftsmodelle bleiben allerdings erhalten, da sich der „Car Sharing“ – Nutzer direkt für ein bestimmtes Fahrzeug einer bestimmten Produktmarke entscheidet, während sich der „Ride-Hailing“ – Nutzer für eine bestimmte Transportleistung einer bestimmten Dienstleistermarke interessiert. Individuelle Nutzer werden sicherlich auch zwischen beiden Modellen wechseln – doch gibt es für beide Ansätze klare Potenziale.

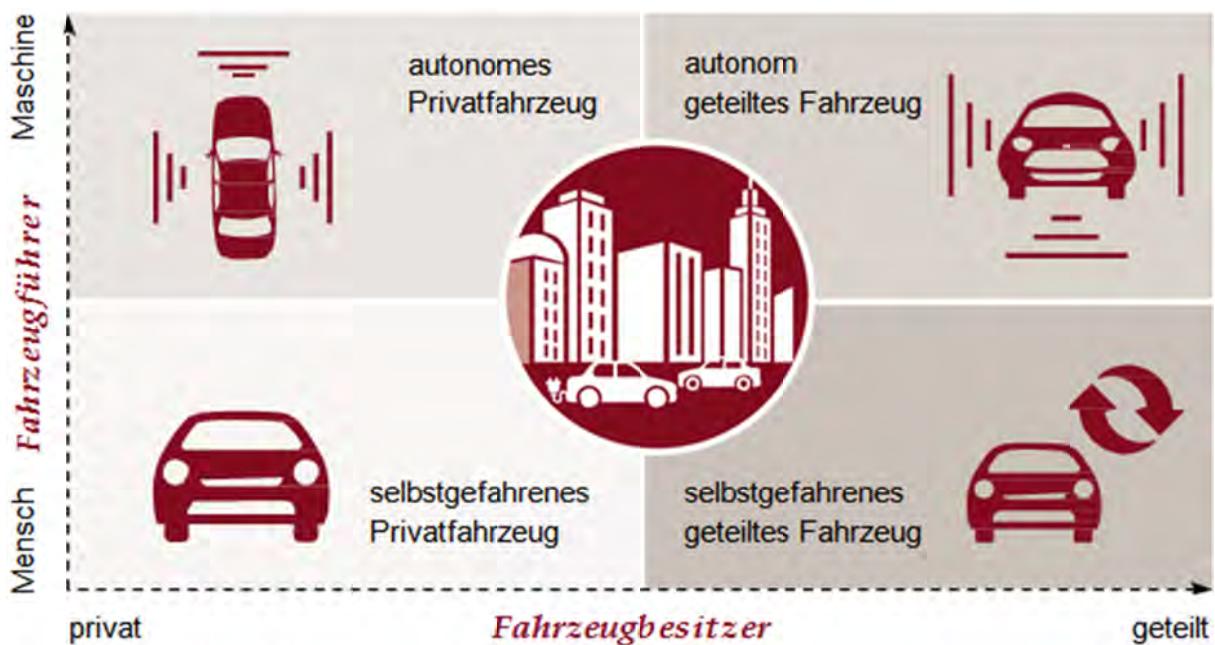


Bild 5: Die vier Ausprägungen der Mobilität der Zukunft

Stadt vs. Land

Es kann davon ausgegangen werden, dass die zwei geteilten Mobilitätsformen ihren primären Anwendungsbereich in urbanen Gebieten haben. Vor allem das Robotaxi („schon geteilt und schon autonom“) ist ideal für eine Anwendung im städtischen Bereich. Durch autonome Fahrzeuge könnten zum einen Unfälle vermieden und zum anderen Staus verhindert werden, so dass die Effizienz der Verkehrsinfrastruktur den steigenden Verkehr auch tatsächlich aufnehmen kann. Der Use-Case für Privatfahrzeuge, sei es autonom oder selbstgefahren, ist hingegen vornehmlich der ländliche Bereich. Durch eine Anbindung an ein flächendeckendes Robotaxi-Netz verliert das autonome Privatfahrzeug den Nutzen in städtischem Gebiet.

Autonome Privatfahrzeuge wären eher ein Status-Symbol für Kunden, denen es auch in Zukunft wichtig ist, ein eigenes Fahrzeug zu besitzen.

Fortschreitende Fahrzeugdifferenzierung.

Trotz der Veränderung der motorisierten Mobilitätsformen gehen wir von einer fortschreitenden Fahrzeugdifferenzierung in Größe und Segment aus. So werden geteilte Fahrzeuge sowohl im Premium- als auch im Volumensegment anzutreffen sein – aufgrund des primären urbanen Anwendungsbereichs dürfte es sich allerdings in erster Linie um kleinere Fahrzeuge mit weniger Sitzplätzen handeln. Die autonomen Privatfahrzeuge werden dagegen eher größere Autos speziell aus dem Premiumbereich sein.

Beim Auto der Zukunft geht es allerdings eben nicht nur um die Dimensionen shared und autonomous, sondern auch um connected und electrified. Aufgrund der rasanten Entwicklung elektrischer Antriebe kann man davon ausgehen, dass es sich bei autonomen Fahrzeugen der Stufen vier und fünf zu einem sehr hohen Anteil um E-Autos handeln wird. Diese werden zudem einen immer höheren Grad der Vernetzung aufweisen – auch weil die Konnektivität eine Voraussetzung für flächendeckendes autonomes Fahren ist. Zusätzlich beinhaltet die Connected-Car-Dimension diverse Fahrzeug- Services und Connected-Services. Für eine umfassende Beleuchtung dieser Dimension verweisen wir auf den Digital Auto Report von Strategy&⁴.

Autonome und geteilte Mobilität vergrößern den Anwendungsbereich elektrifizierter Fahrzeuge.

Die Nutzung der Mobilität wird sich verändern

Die absehbaren Entwicklungen der gesellschaftlichen Personas ergeben, dass autonome und geteilte Mobilitäts- formen bis 2030 markant an Wichtigkeit gewinnen werden. Dies hat nicht nur Auswirkungen auf die Art des Autofahrens, sondern auch auf die Frage, wem die Fahrzeuge in Zukunft eigentlich gehören.

⁴ Strategy& (a PwC network business) (2017): Digital Auto Report, <https://www.strategyand.pwc.com/>.

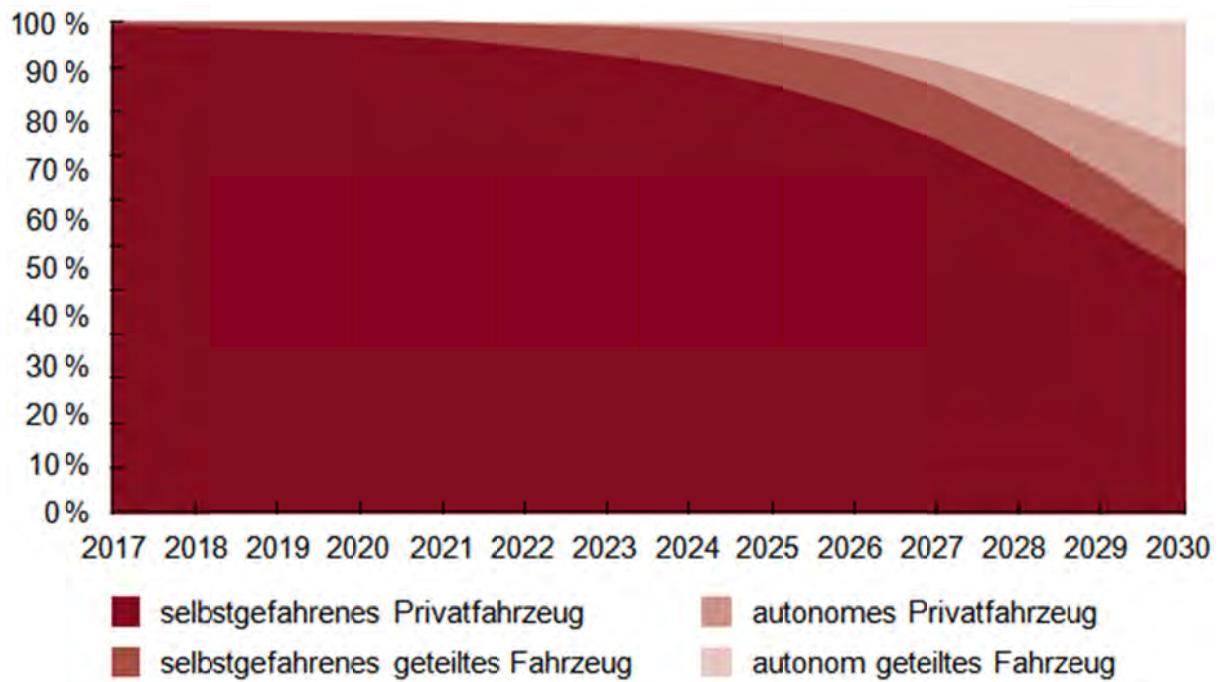


Bild 6: Europa: Anteile der Mobilitätsformen (2017–2030)

Europa

Weniger als ein Prozent aller Fahrten in Europa werden aktuell von Sharing-Diensten zurückgelegt. Mit einem CAGR (2017–2030) von über 20 Prozent bis 2030 wird der Anteil jedoch stark zunehmen und könnte in der zweiten Hälfte der 2020er Jahre einen Anteil von mehr als zehn Prozent an den gefahrenen Kilometern erreichen. Fahrzeuge, die mindestens eine Level-4-Freigabe besitzen, könnten ungefähr von 2022 an auf den Markt kommen. Die ersten dieser vollautomatisierten Autos dürften primär für Sharing-Konzepte ausgerichtet sein, da dort wie beschrieben ihr bevorzugter Anwendungsfall liegt. Dies wird den Sharing-Diensten einen enormen Schub verleihen, da der „Kostenfaktor Mensch“ entfallen wird. Zwischen 2022 und 2030 könnte der Marktanteil autonomer Shared-Konzepte im Schnitt um über 70 Prozent pro Jahr zunehmen – und bis 2030 dann bei mehr als 25 Prozent liegen.

Nach unseren Prognosen wird bis dahin nicht einmal mehr jeder zweite gefahrene Pkw-Kilometer in einem klassischen, selbstgefahrenen Privatwagen zurückgelegt. Autonome Mobilitätsformen könnten unterdessen mehr als 40 Prozent der Pkw-Kilometerleistung stemmen.

Downside-Szenario

Zukünftige Mobilitätsformen stehen im Spannungsfeld verschiedener Einflussfaktoren, die in ihrer Gesamtheit nicht exakt vorhersehbar sind. Sowohl gesetzliche als auch technische Rahmenbedingungen verändern sich laufend, was zu

einem gewissen Spielraum in der Adaption neuer Mobilitätsformen führt. Die Kundenakzeptanz gegenüber autonomen und geteilten Fahrzeugen hängt von künftigen Entwicklungen ab. Es ist zwar eine deutliche Entwicklung in Richtung autonomous und shared zu konstatieren, jedoch könnten unvorhersehbare Schlüsselmomente, wie ein tödlicher Unfall aufgrund fehlerhafter Technik, die Akzeptanz und Nachfrage nachhaltig zurückwerfen.

PwC Autofacts hat sich deshalb entschieden, sowohl ein Upside- als auch ein Downside-Szenario zu erstellen. Das abgeschwächte Szenario geht je nach Region und Land von einer Durchdringung des Autoverkehrs durch autonome Technik von 10 bis 15 Prozent aus. In diesem Szenario sind sowohl technische und gesetzliche Grundlagen als auch die Kunden- akzeptanz nicht umfänglich enthalten.

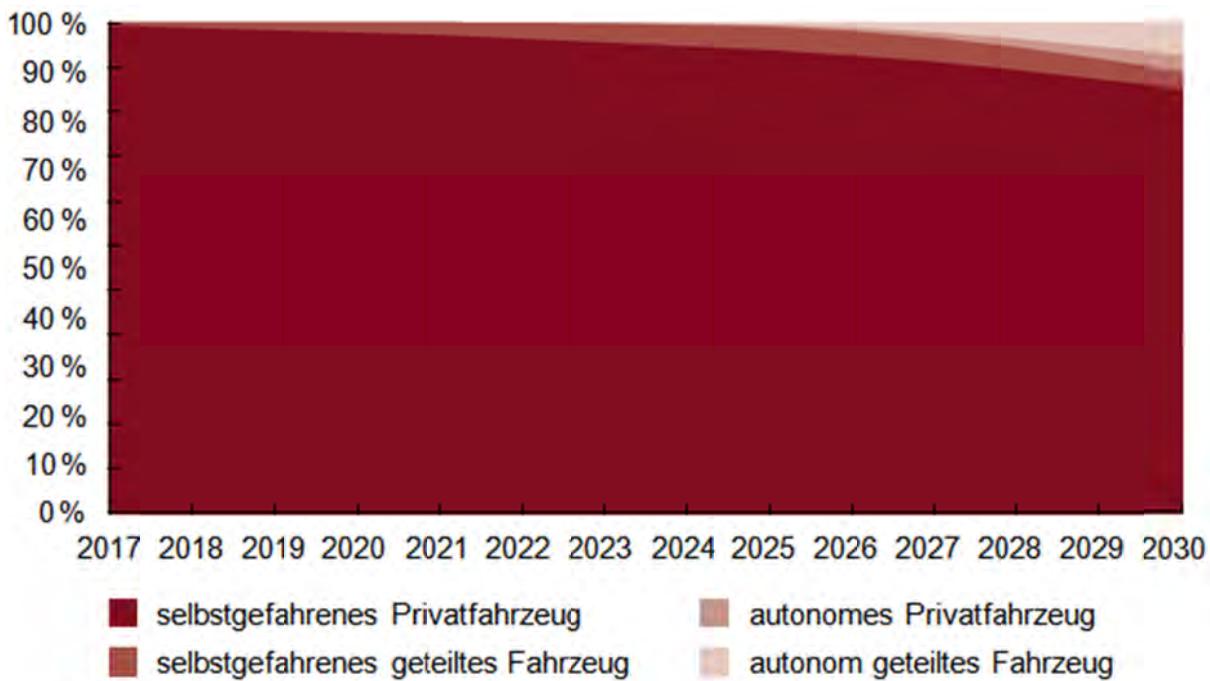


Bild 7: Europa: Anteile der Mobilitätsformen – Downside (2017–2030)

Upside-Szenario

Im Upside-Szenario werden hingegen extrem schnelle Adoptionsraten angenommen. In diesem Fall würden bis 2030 mehr als 60 Prozent aller gefahrenen Personenkilometer durch autonome Fahrzeuge zurückgelegt werden. Sowohl die Kundennachfrage als auch die gesetzlichen und technischen Anforderungen stellen keine Hemmnisse für die Entwicklung dar.

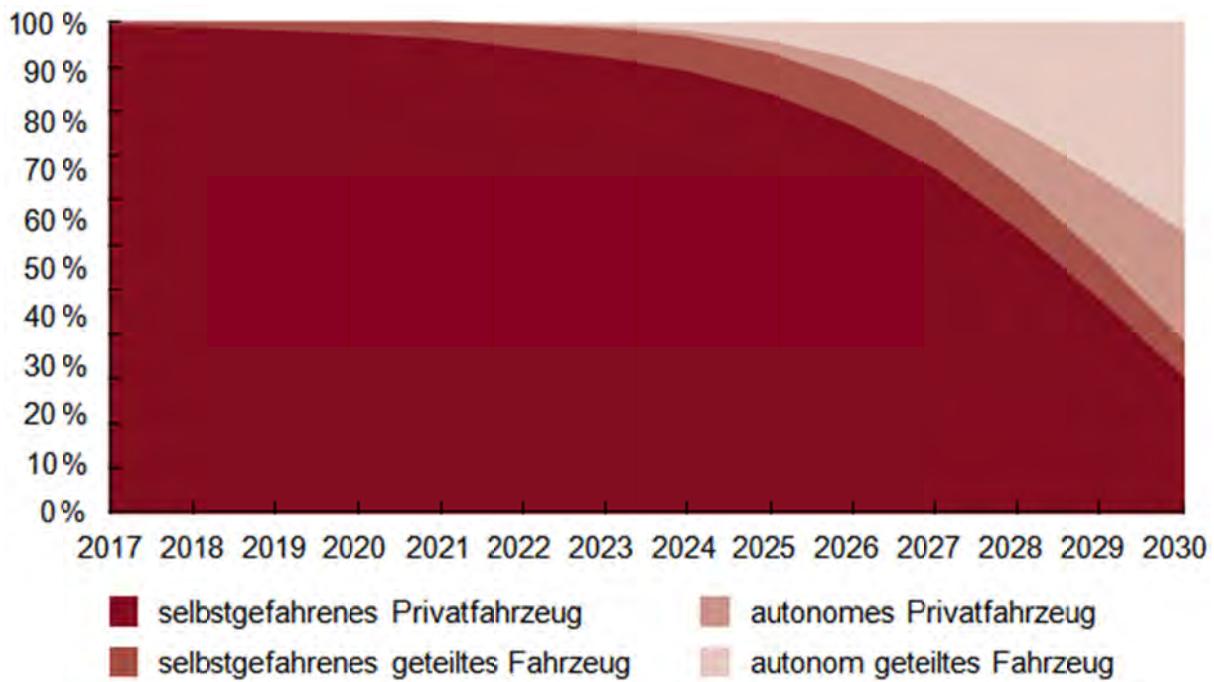


Bild 8: Europa: Anteile der Mobilitätsformen – Upside (2017–2030)

Die gefahrenen Personen- kilometer und Pkw-Kilometer werden zunehmen

Einen entscheidenden Punkt unseres Modells stellen die Personenkilometer und die Personenkraftwagenkilometer dar. Der Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen ist – wie weiter oben bereits kurz skizziert – durch den durchschnittlichen Besetzungsgrad eines Fahrzeugs gegeben. In Bezug auf das Thema shared und autonomous haben wir diesen als Pooling-Faktor beschrieben. Dieser steht stellvertretend für den höheren Besetzungsgrad eines geteilten Fahrzeugs (ein Beispiel: der Uber-Pool).

Die essenzielle Ausgangsgröße zur Beschreibung der Mobilität in einem Land ist die Personenkilometerleistung. Aufgeteilt auf die Mobilitätsformen, die durch das Nutzungsverhalten der Personas vorgegeben sind, bieten die gefahrenen Kilometer eine Basis zur Berechnung des Bestands der Fahrzeuge und indirekt auch zur Berechnung der Neuzulassungszahlen. Gründe für den Anstieg der Personenkilometerleistung sind unter anderem das Bevölkerungswachstum oder auch die Erhöhung der Motorisierungsrate sowie Veränderungen der relativen und absoluten Mobilitätskosten. Prognosen zu diesen und weiteren makro- sowie sozioökonomischen Faktoren wurden zur Plausibilisierung der Entwicklungen herangezogen, wobei für die drei betrachteten Regionen von einer weitgehend stabilen wirtschaftlichen Entwicklung ausgegangen wird.

Durch autonome und geteilte Fahrzeuge können mehr Menschen am motorisierten Individualverkehr partizipieren. Sowohl ältere Leute, Menschen mit körperlichen Beeinträchtigungen, Bevölkerungsgruppen mit geringem Budget oder auch Personen ohne Führerschein – insbesondere Kinder und Jugendliche – können aktiv teilnehmen und tragen somit dazu bei, dass die gefahrenen Personenkilometer steigen werden.

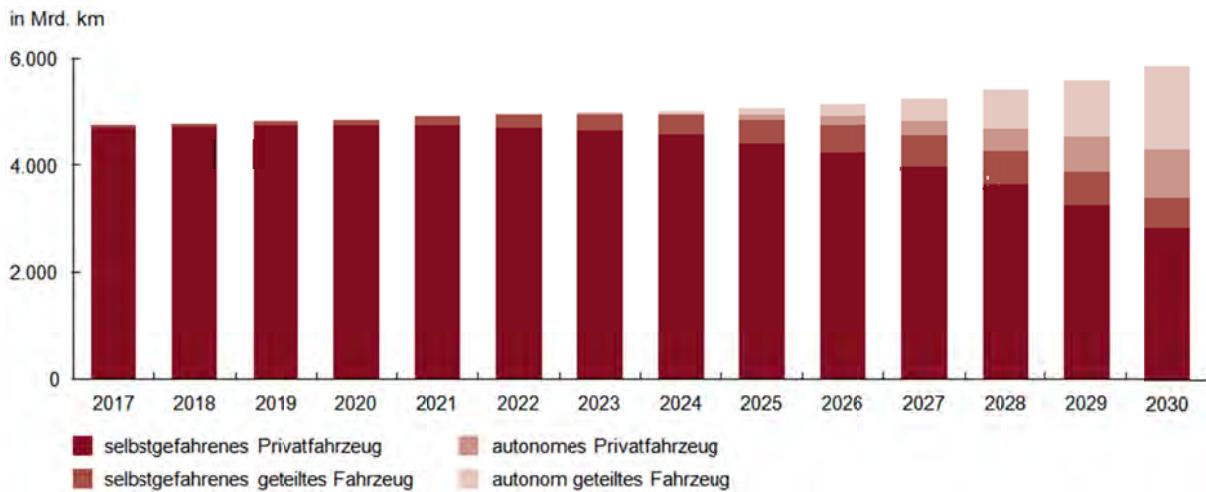


Bild 9: Europa: Personenkilometer (2017–2030)

Der Besetzungsgrad von 1,3 Personen pro Fahrzeug könnte zukünftig ansteigen.

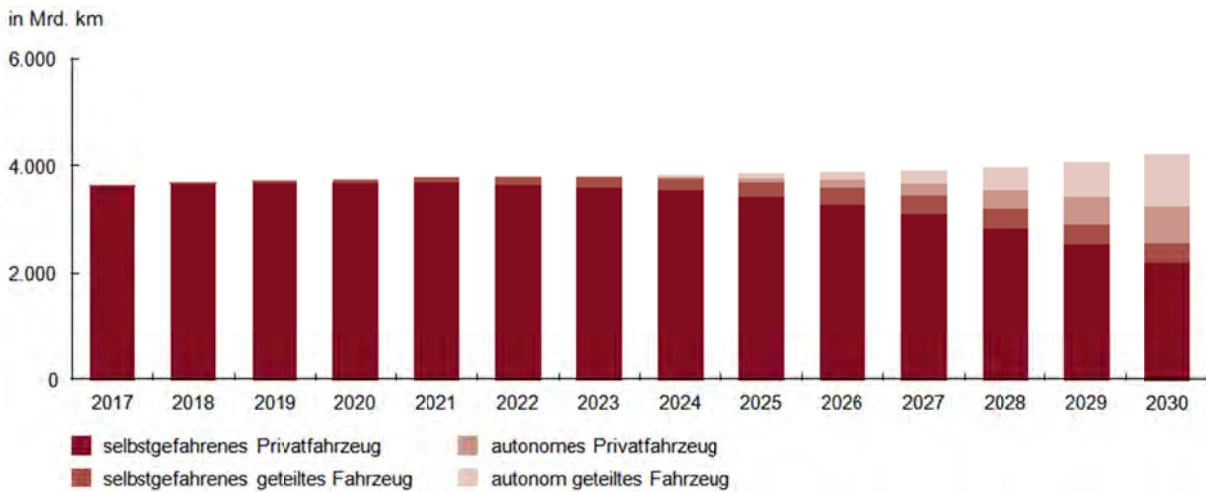


Bild 10: Europa: Pkw-Kilometer (2017–2030)

Im Jahr 2030 könnte in Europa die Pkw-Kilometerleistung bei 4,2 Billionen liegen.

Europa

In Europa werden aktuell knapp 3,7 Billionen Personenkraftwagenkilometer zurückgelegt. Bei einem durchschnittlichen Besetzungsgrad von 1,3 Personen pro Fahrzeug

sind dies insgesamt knapp 4,8 Billionen zurückgelegte Personenkilometer pro Jahr. Je Mobilitätsform unterscheiden sich die Besetzungsgrade. Bei geteilten Fahrzeugen wird zunächst von einem höheren Pooling-Faktor ausgegangen.

Die Nutzungsintensität der Fahrzeuge wird steigen

Für die Berechnung des Bestands und der Neuzulassungen sind jedoch noch weitere Größen notwendig – nämlich die jährliche Fahrleistung eines Fahrzeugs sowie die Fahrleistung über den gesamten Lebenszyklus bis zur Verschrottung. Aus diesen zwei Größen resultiert die Umschlagshäufigkeit für Fahrzeuge.

Die Laufleistung wird sich für alle vier Mobilitätsformen über die Zeit erhöhen. Die Gründe sind hierbei eine voranschreitende Elektrifizierung und die damit verbundene Vereinfachung des Antriebsstrangs. Der Wartungsbedarf und die Unfallhäufigkeit wird sich für zukünftige Fahrzeuge verringern. Damit geht die Ausfallwahrscheinlichkeit während der geplanten Laufleistung zurück.

Zusätzlich zur Gesamtleistung sind die jährlichen Kilometer die zweite relevante Größe in der Betrachtung der Umschlagshäufigkeit. Je nach Mobilitätsform unterscheidet sich die jährlich zurückgelegte Strecke elementar. Geteilte Fahrzeuge besitzen eine deutlich höhere Auslastung als private Fahrzeuge und haben dementsprechend eine höhere jährliche Fahrleistung. Wird dieser Effekt mit der Technik von autonomen Fahrzeugen verbunden, ergeben sich eine noch stärker gesteigerte Auslastung und ein weiterer Anstieg der jährlichen Fahrleistung. Zusätzlich zur gesteigerten Auslastung autonomer Fahrkonzepte sind Leerfahrten – zwischen einzelnen Nutzungen – mitverantwortlich für deutlich höhere Kilometerleistungen. Sowohl geteilte als auch private autonome Fahrzeuge sind in der Lage, „on Demand“ zu einem bestimmten Standort zu fahren.

Aus der Kombination der jährlichen Laufleistung und der zurückgelegten Kilometer errechnen sich die durchschnittliche Haltedauer und die resultierende Umschlagshäufigkeit. Diese Größen unterscheiden sich elementar bei geteilten und privaten Fahrzeugen. Private Fahrzeuge werden aktuell weit länger als zehn Jahre gefahren, bis sie aus dem Bestand genommen werden. Geteilte Fahrzeuge haben innerhalb eines Sharing-Konzeptes eine deutlich kürzere Halbwertzeit. Aufgrund ihres Dienstleistungsanspruchs müssen die Fahrzeuge sowohl technisch als auch optisch einen kundenfreundlichen Eindruck erwecken.

Die Kombination aus höherer jährlicher Laufleistung und geringerer Gesamtleistung hat zur Folge, dass die Umschlagshäufigkeit deutlich über die privat genutzter Fahrzeuge hinausgeht.

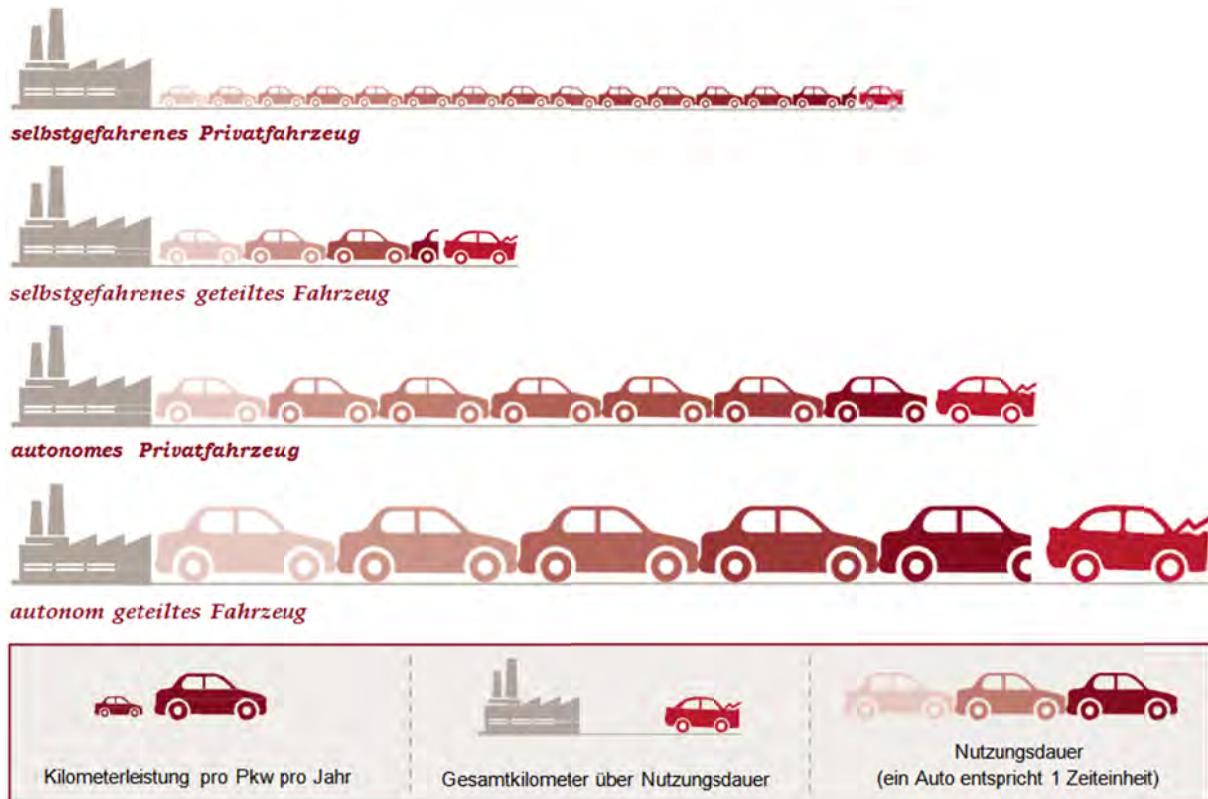


Bild 11: Erneuerungsquoten herkömmlicher und zukünftiger Mobilitätsformen

Der Bestand der Fahrzeuge wird abnehmen

Durch die Division der jährlichen Personenkraftwagenkilometer mit der durchschnittlichen jährlichen Fahrleistung eines Fahrzeugs erhält man den Fahrzeugbestand, wobei für alle Mobilitätsformen unterschiedliche jährliche Fahrleistungen angenommen werden. Der Bestand beschreibt die Fahrzeugmenge, die benötigt wird, um die gefahrenen Pkw-Kilometer zu gewährleisten.

In Europa wird sich der Bestand von 280 Millionen auf 200 Millionen Fahrzeuge verringern.

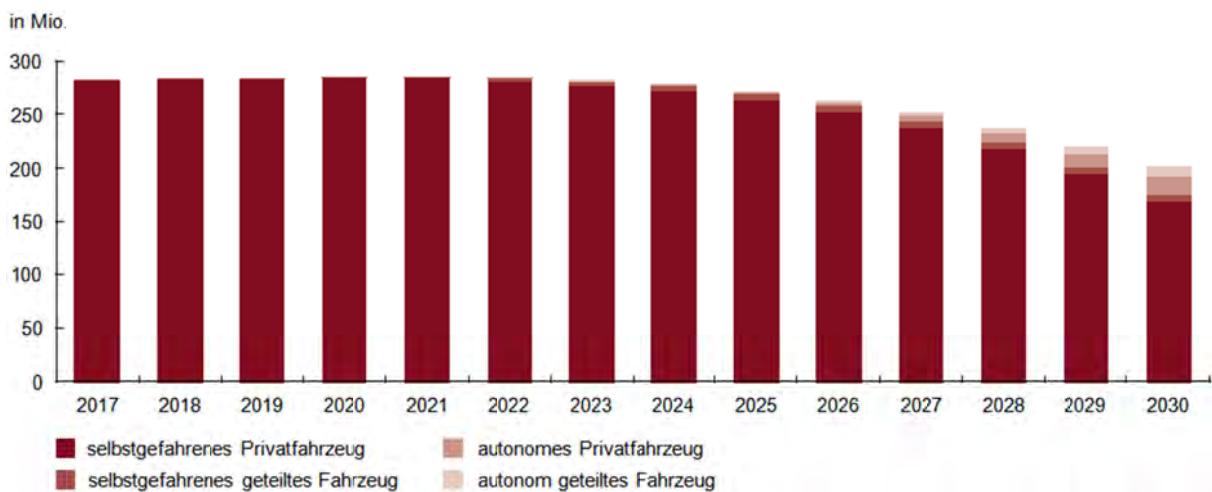


Bild 12: Europa: Pkw-Bestand (2017–2030)

Europa

Der Fahrzeugbestand in Europa beläuft sich aktuell auf mehr als 280 Millionen Fahrzeuge, die fast vollständig privat und selbst genutzt werden. Die Verschiebung der Anteile hin zu autonomen und geteilten Mobilitätsformen hat zur Folge, dass der Bestand sich bis 2030 auf nur noch knapp mehr als 200 Millionen Fahrzeuge verringern könnte. Gleichzeitig würden die Fahrzeuge im Bestand jedoch eine höhere Fahrleistung von über 4,2 Billionen Kilometern zurücklegen, woran sich die höhere Auslastung autonomer und geteilter Fahrzeuge erkennen lässt. Der Bestand an selbstgefahreneren Privatfahrzeugen könnte sich bis 2030 um über 110 Millionen Fahrzeuge auf 170 Millionen verringern. 27 Millionen autonome Fahrzeuge (13 Prozent des Gesamtbestandes) könnten im Jahr 2030 für über 40 Prozent der Personenkilometer verantwortlich sein.

Die Fahrzeugverkäufe werden während der automobilen Transformation zunehmen, danach könnten sie sinken

Für die Berechnung der Neuzulassungen werden sowohl der berechnete Bestand, die durchschnittliche jährliche Fahrleistung als auch die gesamte Fahrleistung benötigt. Aus den beiden zuletzt genannten Größen lässt sich die durchschnittliche Zeit bis zur Erneuerung des Fahrzeugs berechnen. Die Division des Bestands durch die Erneuerungsdauer ergibt wiederum die Neuzulassungen.

Die Neuzulassungen werden in allen betrachteten Ländern und Regionen zunehmen. Die Gründe hierfür sind unterschiedlich. Europa und die USA gelten als langsam wachsende Märkte mit lediglich einstelligen Wachstumsraten. China hingegen ist bezogen auf die Neuzulassungen aufgrund von wachsender Bevölkerung, steigender

Motorisierungsrate und fortschreitender Urbanisierung ein stark wachsender Markt – auch wenn die Neuzulassungen politisch geregelt werden, damit es nicht zu einem Kollaps der Städte kommt. Neben den politischen und wirtschaftlichen Einflussfaktoren wird in Zukunft auch die Veränderung der Mobilität signifikanten Einfluss auf die Neu- zulassungen haben. Wie bereits aufgezeigt, haben autonome und geteilte Mobilitätsformen schnellere Erneuerungsraten, was einen positiven Einfluss auf die Neuzulassungen haben wird.

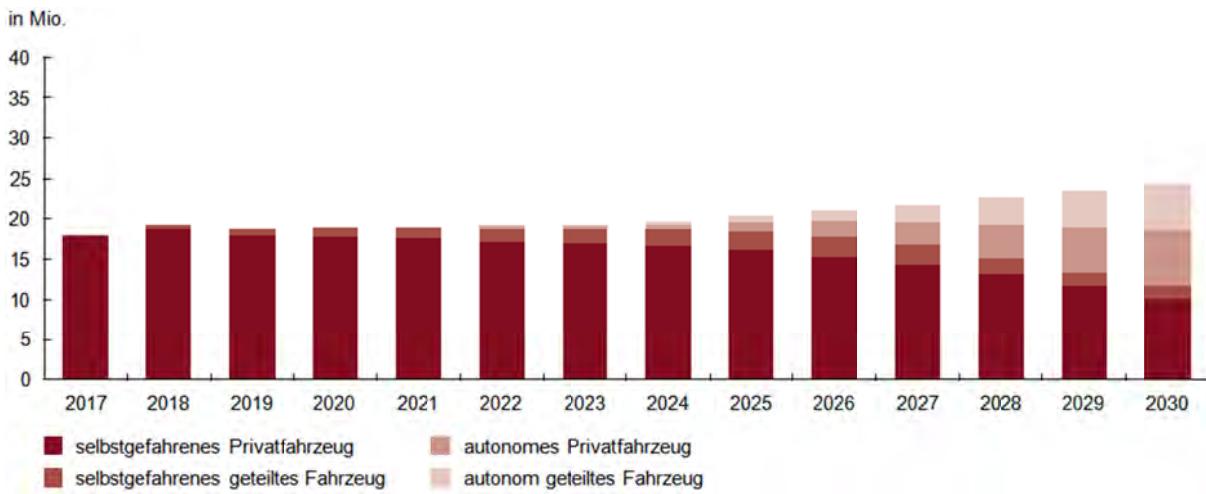


Bild 13: Europa: Neuzulassungen Light Vehicles (2017–2030)

Europa

Die Neuzulassungen von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen könnten von aktuell 17 Millionen auf mehr als 24 Millionen im Jahr 2030 anwachsen. Bereits im Jahr 2025 könnten zwei Millionen Fahrzeuge mit Level-4-Freigabe oder höher neu zugelassen werden. Diese Zahl würde bis 2030 auf knapp 12,5 Millionen Einheiten konstant anwachsen. Das würde bedeuten, dass jedes zweite Neufahrzeug bereits vollautomatisiert ist und damit der Übergang zum neuen Normalfall des „easycy“-Fahrzeugs komplett wäre.

30 Prozent der Neuzulassungen könnten am Ende des Betrachtungs- zeitraums von Sharing-Diensten nachgefragt werden, was über 7,3 Millionen Einheiten entsprechen würde. Wir sind allerdings davon überzeugt, dass die Unterschiede der Dienste eher zu einer Zunahme als einer Abnahme der nachgefragten Fahrzeugvarianten führen werden – allerdings zu hart verhandelten Konditionen.

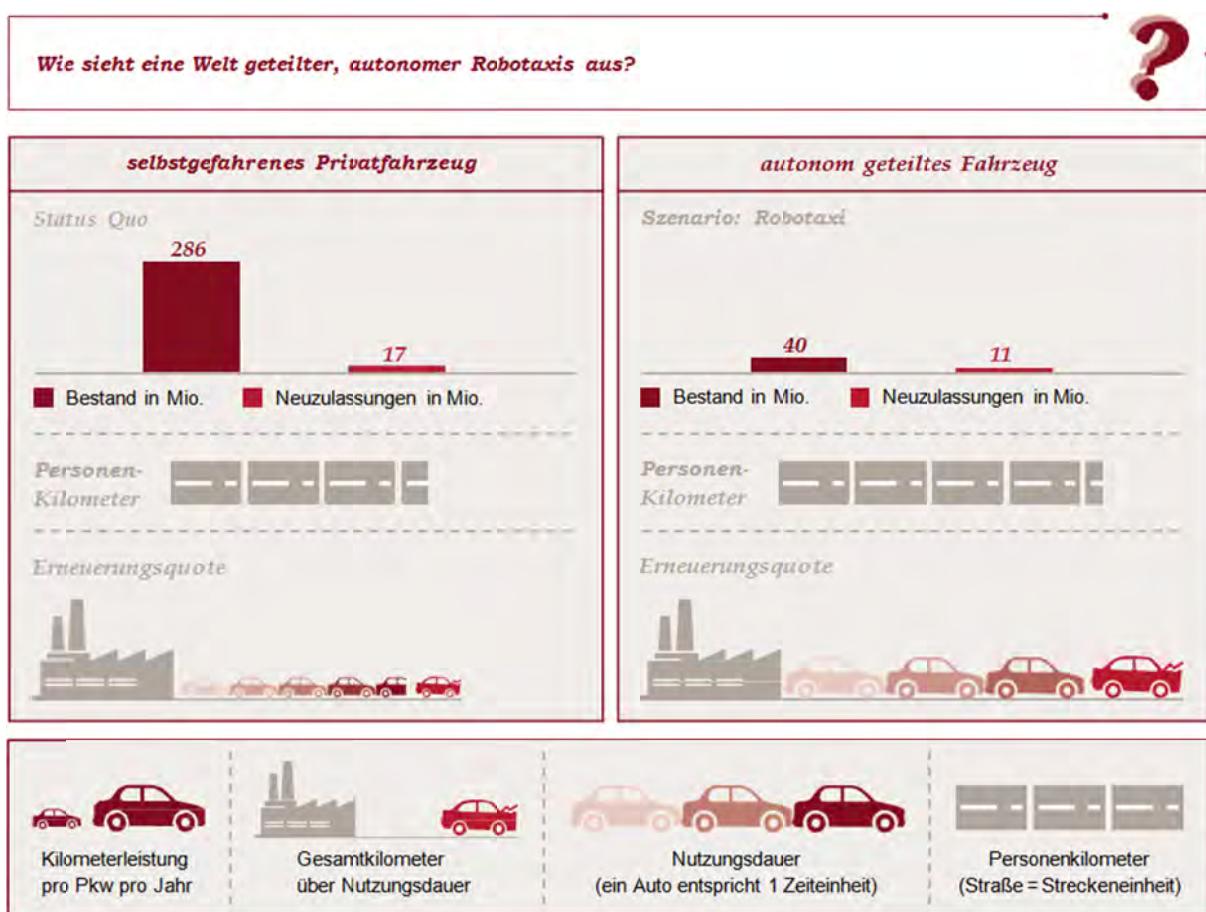


Bild 14: Veränderungen der Marktstruktur in einem reinen Robotaxi-Szenario

Das Robotaxi Szenario

In einem Szenario, das davon ausgeht, dass 100 Prozent aller gefahrenen Kilometer mit Robotaxis zurückgelegt werden, könnten die Neuzulassungen sogar weiter sinken. Grund hierfür ist der eklatante Bestandsabbau, der von der gesteigerten Umschlagshäufigkeit autonom geteilter Fahrzeuge nicht kompensiert würde.

Entscheidende Einflussfaktoren sind hierbei die Entwicklung der gefahrenen Kilometer, der Pooling-Faktor und die Fahrleistung zukünftiger Fahrzeuge bis zur Verschrottung. In einem reinen Robotaxi-Szenario sind diese Faktoren starken Veränderungen unterworfen, da es große Unterschiede zwischen urbanen und ländlichen Gebieten geben wird. PwC Autofacts geht jedoch davon aus, dass in einem solchen Szenario rechnerisch lediglich 14 Prozent des bisherigen Bestands benötigt wird, um die zunehmende Fahrleistung zu befriedigen. Das hätte zur Folge, dass die Neuzulassungen um bis zu 50 Prozent sinken könnten, da die Bestandsveränderung stärker in das Gewicht fällt als die verkürzte Erneuerungsrate.

Die tatsächliche Ausprägung wird jedoch von den oben genannten Variablen abhängen – sowie von der Verteilung der Mobilitätsnachfrage innerhalb einzelner Tage bzw. über die jährlichen saisonalen Schwankungen. Regelmäßige Nachfragespitzen könnten es sinnvoll machen, größere Fahrzeugbestände verfügbar zu halten, und somit den theoretischen Rückgang des Fahrzeugbestands begrenzen. Ebenso bleibt abzuwarten, wie sich die technische Lebenslaufleistung dieser Fahrzeuge entwickeln

wird. Die aktuelle Annahme einer starken Zunahme verringert den Bestandsumschlag erheblich.

Automatisierung und Elektrifizierung unterstützen sich gegenseitig

Wie bereits erklärt, zeigt das „easycy“- Modell, dass es sich bei Fahrzeugen mit einer Level-4 oder Level-5-Autonomie überwiegend um Elektrofahrzeuge handeln wird. Eine durchgehende Adaption von autonomen Fahrzeugen würde den Anwendungsbereich von Elektrofahrzeugen vergrößern. Dies hätte zur Folge, dass es zu einer Verlagerung von politisch bedingtem Angebot hin zu kundenorientierter Nachfrage kommen könnte. Autonome Fahrzeuge werden im ersten Schritt den primären Use-Case der Sharing- Dienste bedienen. Die Anforderungen für urbane geteilte Mobilitätsformen sind ideale Anwendungsgebiete für autonome und elektrifizierte Fahrzeuge, da eine schadstoffarme und benutzerfreundliche Fortbewegung gewährleistet wird.

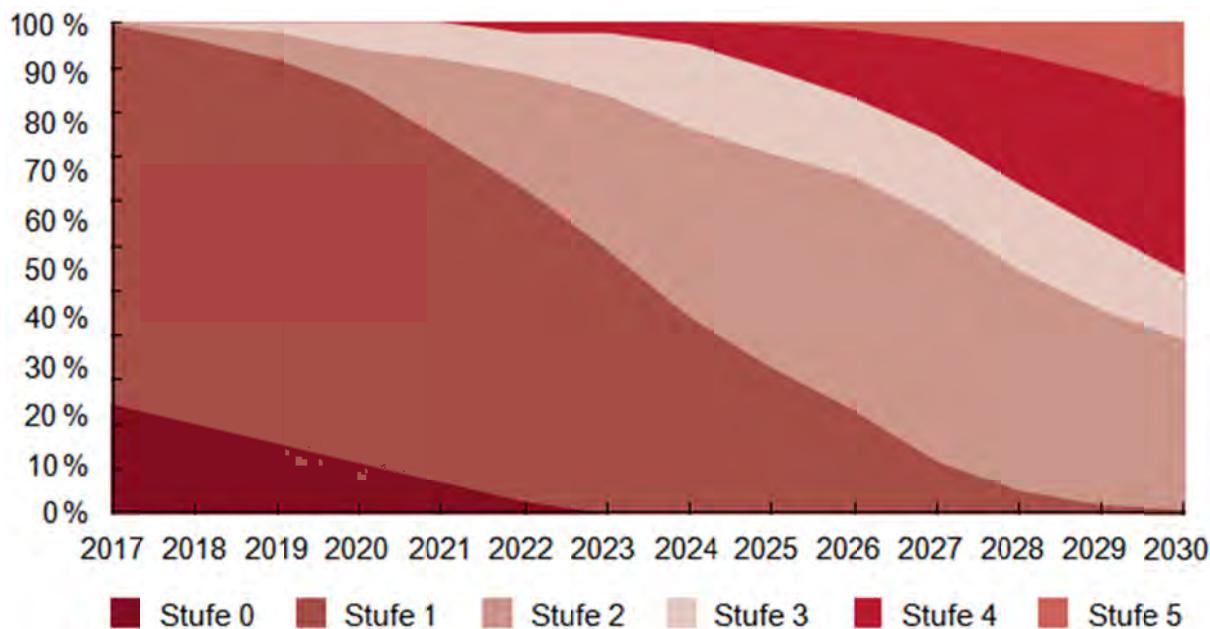


Bild 15: Europa: Entwicklung der Automatisierungsstufen (2017–2030)

Europa

Aktuell besitzen die Fahrzeuge in Europa hauptsächlich die Stufe-0- bzw. die Stufe-1-Freigabe. Darüber hinaus gibt es noch Fahrzeuge der Automatisierungsstufe 2, wie zum Beispiel die Mercedes E-Klasse mit „Intelligent Drive“, und Fahrzeuge mit Level-3-Freigabe wie den neuen Audi A8. Wir gehen von einer Verlagerung von assistiert (Stufe 1) hin zu teilautomatisiert (Stufe 2) aus. Die Automatisierungsstufe 3 wird hingegen eine vergleichsweise kleine Rolle spielen, da der Fokus in den kommenden Jahren bereits auf vollautomatisierten Fahrzeugen (Stufe 4) liegen wird, um den Anwendungsbereich für Sharing-Dienste zu befriedigen.

Autonome und geteilte Fahrzeuge kreieren zukünftig einen wichtigen Use-Case für Elektrofahrzeuge. Im Jahr 2030 werden ein Großteil der Fahrzeuge Level 2 und Level 4 Freigabe haben. Über 95 Prozent der Neuzulassungen sind im Jahr 2030 teilweise elektrifiziert.

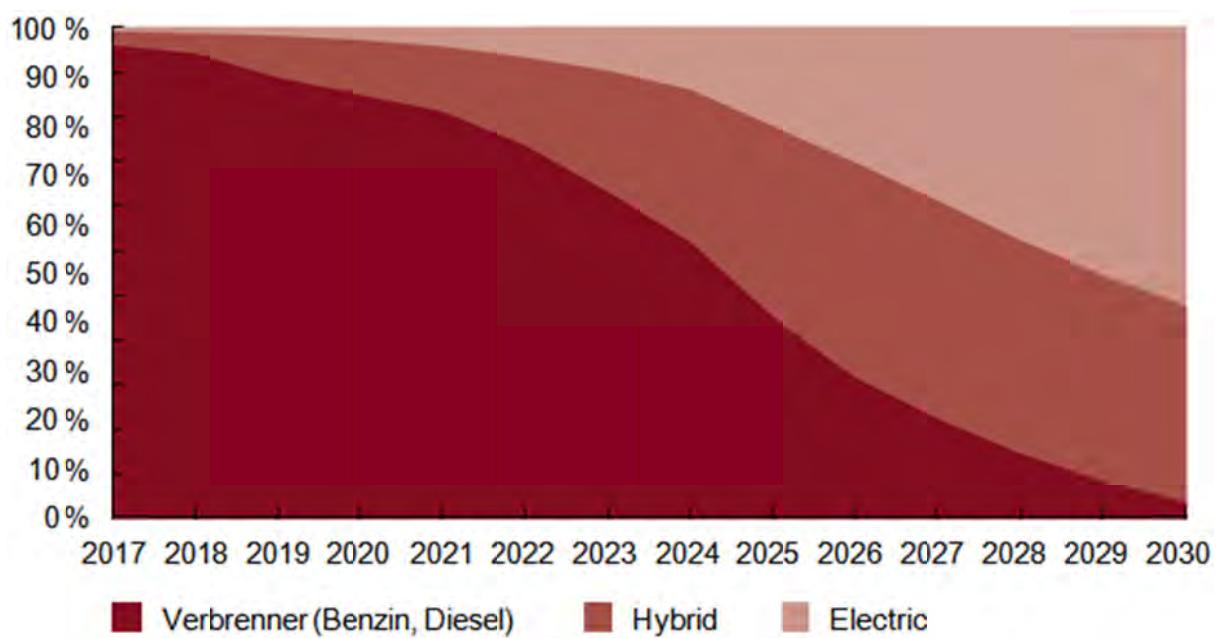


Bild 16: Entwicklung der Antriebsarten (Neuzulassungen 2017–2030)

Europa

Aus Sicht von PwC Autofacts ist für die Elektrifizierung die Regulierung ein weiterer Faktor. Für die Quantifizierung der Dimension „Electrified“ wurde daher auf ein bestehendes Modell aufgesetzt, das die Entwicklung und Erfüllung der CO₂-Zielwerte in den Mittelpunkt rückt (siehe im VDA Konjunkturbarometer der Beitrag „Mit Elektrifizierung und Verbrennungsmotoren auf dem Weg in die Zukunft der Mobilität“). Zusätzlich zu politischen und gesetzlichen Regulierungen könnten sich

die Wechselwirkungen zwischen Elektrifizierung, Automatisierung und Shared Konzepten positiv auf die Elektrifizierung der Neuzulassungen und Bestände auswirken. Je nach Durchdringung durch autonome und geteilte Fahrzeugen könnte der Anteil von Verbrennern an den Neuzulassungen in Europa bis 2030 auf weniger als fünf Prozent sinken. Mehr als jedes zweite Neufahrzeug könnte unterdessen mit rein elektrischem Antrieb ausgeliefert werden. Die Wichtigkeit von Hybrid-Fahrzeugen wird konsequent über den Betrachtungszeitraum anwachsen und in Europa bis 2030 mehr als 40 Prozent der Neuzulassungen ausmachen.

Laudation for Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer

Prof. Dr.-Ing. Karlheinz H. Bill,
 HTW-Berlin, Germany
karlheinz.bill@HTW-Berlin.de

Dear Professor Breuer,
dear Ladies and Gentlemen,

This year's XXXVI. μ -Symposium will be marked by a fundamental change. Professor Breuer handed over his position as President of the μ -Club to his successor, Professor Mayer. It is a special honor for me, but above all a serious wish to take the floor on the occasion of your farewell, Professor Breuer.

Born in Cologne in 1936, you experienced oppression and destruction in your childhood and youth. The post-war period in the time of reconstruction and the economic miracle was certainly connected with a lot of renunciation. It also gave personalities like you a look forward, overcome hurdles and make a decisive contribution to progress in vehicle technology.

After leading positions at Klöckner-Humboldt-Deutz AG and TÜV Rheinland in Cologne, you were appointed to the Technische Hochschule Darmstadt. The Department of Vehicle Technology (FZD)¹, founded by you 40 years ago on 1 November 1977 was chaired by you until your retirement on 30 September 2001.

Automotive engineering at TU-Darmstadt is inextricably linked to the name Breuer. Under difficult conditions - personal shortcomings, stagnated student traffic, long waiting lists for constructive work, borrowed vehicles and measuring instruments -

¹ Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD)

you succeeded in continuously building and expanding the department . You have made FZD what it is today: an institution well known far beyond the borders of Germany, which contributes to the fact that the engineering and vehicle technology study in Darmstadt regularly occupies the front places in the university ranking.

Under your leadership, an effective basic structure of teaching has been established, which still exists today: lectures and internships have been extended by seminars with scientific talks by external experts and internal panel discussions with executives from industry and former members of the department . Helpful at this stage were your personal skills, far-sightedness and world openness, coupled with the often ridiculed German virtues such as perseverance and reliability. It is attributable to your modesty that you did not demand entry fees for meetings and events - for some colleagues incomprehensibly.

The high standard that you set yourself, you also applied to others. The following quotation from the FOCUS magazine (No. 20, 1997) can not describe your maxim better: *Even if the students are moaning – Bert Breuer, Professor of Automotive Engineering in Darmstadt, summed up the extreme demands of his guild on its new generation: "We do not want to train universal dancers."*²

Thus, exams were not very popular with you because of the high requirements. It was a pleasure for you to surprise the candidates with topics from your own environment. This was, for example, an audit question, which was based on a personal experience: „You are at night in the cold in a full barrier on the highway. How long does the engine run including heating?“

Frequently, FZD has set important milestones in the scientific field. From the beginning on the active and passive safety of all parties involved in traffic scene was one of the main objectives of the field of work.

Your own scientific origin from the RWTH Aachen, where you obtained your doctorate in 1970 on the topic *"On the touching of the wall of fuel in the fast-running diesel*

² Auch wenn die Studenten stöhnen – der Darmstädter Fahrzeugtechnikprofessor Bert Breuer bringt die extremen Ansprüche seiner Zunft an ihren Nachwuchs auf den Punkt: „Wir wollen keine Universaldilettanten ausbilden.“

engine with direct injection"³, is reflected not least in the existence of an engine test stand owned by the department.

Always an eye for what is feasible you have succeeded in setting up the engineer training technically broadly positioned from the beginning in your specialist area.

One of the first major challenges you had to cope with was the UNI-Car project sponsored by the Federal Ministry of Research and Technology (BMFT)⁴. A research car was conceived between 1978 and 1983 in collaboration with the automotive engineering institutes of RWTH Aachen, TU Berlin, TU Darmstadt and University of Stuttgart and realized with the support of external industry partners. Although at the beginning of the project there was a lot of external skepticism, UNI-Car was presented to the public at the IAA 1981 under your project management.

The successful completion of this project has made the newcomer FZD known throughout Germany. The research vehicle UNI-Car is still a future-oriented vehicle in many respects, especially in the area of passive safety for pedestrians and two-wheelers.

Starting points for important research and crucial contributions on the subject of security were, among others, various court expert opinions drawn up by you, some of which were of great public interest.

Motorcycle research also began in a court report. The originally inexplicable accident cause of a Honda Goldwing led to the first motorcycle dissertation in the field of vehicle technology. Since 1979, teaching and research at FZD in the field of motorcycles have developed in a unique manner throughout Germany. The long tradition and continuity in this area, however, is to be attributed not at last to your own enthusiasm for this single-track vehicle.

At the beginning of motorcycle research, the scientific work at FZD in the field of motorcycles became an unique feature in the research landscape. New test stands were developed to investigate the characteristics of tyres, a new type of test facility

³ „Über die Wandberührung von Kraftstoff im schnellaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung“

⁴ Bundesministerium für Forschung und Technologie (BMFT)

for protective clothing and even a adjustable motorcycle for focused research into driving-stability of motorcycles.

In addition to the above-mentioned activities in the areas of traffic safety and motorcycle research, investigations on tyres, road surface, frictional connection, brakes, driving dynamics, and new vehicle concepts are named for the numerous research areas. With the special research area 241 "*New integrated mechanical-electronic systems for mechanical engineering (IMES)*"⁵, funded by you in 1988, projects were financed from DFG (German Research Foundation)⁶ funds.

As an example of your great foresight in security research, I would like to name the novel tyre sensor developed at FZD - at the beginning against all recommendation. Research on the "*Darmstädter tyre sensor*"⁷ was carried out within the framework of the first DFG subproject "*Wheel with integrated measurement of dynamic variables in the tyre (A3)*"⁸. Especially the tyre road contact is a key parameter for all vehicle dynamics maneuvers, in particular also for braking.

On the basis of successful tyre research at FZD, the field was involved in European research projects, such as Prometheus (**PROgraMme for a European Traffic of HigheST Efficiency and Unprecedented Safety**) and TINO (Tyre Noise Emission) within which, among others, investigations were carried out for non-contact measurement of traction in order to improve driving safety (Tyre-Road Friction-Monitoring). The findings gained in this respect are becoming increasingly important with regard to future autonomous systems and makes clear the high scientific standing of your work even today.

A research that was close to reality was always an important matter of concern to you. Thus, as a special feature of FZD, under your leading guidance a number of worldwide unique test facilities and measuring trailers have emerged over the years, which allowed investigations of tyre behavior on real surfaces, operated partly braking, partly driving. This applied equally to commercial vehicles, cars and motorcycles.

⁵ „Neue integrierte mechanisch-elektronische Systeme für den Maschinenbau (IMES)“

⁶ (DFG) Deutsche Forschungsgemeinschaft

⁷ „Darmstädter Reifensor“

⁸ „Rad mit integrierter Messung dynamischer Größen im Reifen (A3)“

Brakes together with topics about chassis and wheel suspension were important branches of research at FZD from the beginning. The first dissertations on brake research were concerned with "high-speed" tractors and agricultural trains with speeds of up to 40 km/h.

One of the most difficult tasks certainly was the investigation of the accident caused by a semitrailer loaded with fuel in Herborn in 1987, at which several deaths and serious injuries were caused and a considerable material damage occurred. The expert's report, which was drafted by FZD, also withstood the revision procedure at the BGH. The results obtained have shown dangerous weaknesses in the area of commercial vehicle brake systems and measures for improvement have been proposed. A concrete solution in this context are the now obligatory automatic linkage adjustment.

Very early, you have recognized the importance of ABS in motorcycles. At FZD, different ABS systems were tested, which ultimately paved the way for serial production. Since 2017 the incorporation of ABS is required for the first registration of motorcycles over 125 ccm.

Within the framework of two projects funded by the BMFT, research work was carried out together with ITT-Automotive (today Continental Teves) to examine the effects of dampers on ABS and the investigation of electrically actuated wheel brakes.

The basic research of FZD on electromechanically actuated wheel brakes was the technical and industrial foundation of developing today's wheel brakes of this type. In the further course, they created the requirements for a successful implementation of the DFG subproject "*Novel mechatronic wheel brake for integration into future vehicle control systems (B6)*". Therefore as one of the first universities the TUD (Technische Universität Darmstadt) was able to deliver results.

Considerations of requirements for the actuation energy of electrically actuated wheel brakes led to completely novel approaches of regulated self-reinforcement.

Thematic aspects of the man-machine interface in the brake system area were addressed several times at FZD. These included, for example, studies on the impact of the "brake assistant" and research activities on the cause detection of brake excited vibrations (rub). In addition, under your management the ergonomic design of the characteristics of the brake pedal was scientifically investigated with a view to a technological reorientation of future brake systems.

Your desire to take up entirely new research topics, which is necessary to obtain decisive new discoveries, may certainly have contributed to the creation of fundamental, forward-looking work at FZD.

I was always deeply impressed by the range of motorized vehicles you were and are mastering. Whether on land, on water or in the air, there is hardly a means of transportation that you can not lead.

One of my first personal experiences with you was the support of my study work, a constructive design about motocross. Since the constructive designs were particularly important to you, you did not miss the opportunity to take care of my work personally rather than leave the control to your assistant.

In addition to your high professional competence, you were able to provide your employees and students with soft skills, which were important career building blocks for their professional careers. In this way, they benefited from the lecture style, demanded and supported by you, the presentation techniques and the respectful interaction with each other in terms of praise and blame.

The high level of acceptance you have enjoyed with your employees is also reflected in the "*Association of Friends of the Automotive Engineering Department of the TU Darmstadt e.V.*" (FFF)⁹, which was given to you by the employees to your 60th birthday.

In addition to your accomplishments at FZD, you have been involved in numerous associations in which you have contributed to sustainable technical developments.

From 1988 to 1990 you were chairman of the VDI (Association of German Engineers)¹⁰. VDI-FVT (Vehicle and Traffic Engineering)¹¹ honored you with the Benz-Daimler-Maibach-Medal in 1997 for your merits in the field of vehicle and traffic technology.

From 1996 to 1998 you held the presidency of the FISITA automotive association.

⁹ „Verein der Freunde des Fachgebietes Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt e.V.“ (FFF)

¹⁰ VDI (Verein Deutscher Ingenieure)-Gesellschaft

¹¹ VDI-FVT (Fahrzeug- und Verkehrstechnik)

Your long-term experience, good contacts and constant effort to strengthen the close networking between science and industry made you particularly worthy as the president of the μ -Club.

Since 1997, you have held the scientific chairmanship of the μ -Symposium as President of the μ -Club.

The fact that we are so numerous here today is in many respects also your merit. When the μ -Club was founded in 1979 by George Naoum as an association of brake specialists from the motor vehicle and brake industry, it was not foreseeable that the event would develop into such a successful institution. As his successor of the past two decades, you have understood to establish the μ -Symposium as an internationally recognized and groundbreaking technical conference.

One of your first acts was the redesign of the publications. Up to now, the presentations had been copied as handouts and made available to the participants by e-mail. Already in the first year of your presidency, the lectures were published as part of the prestigious VDI progress reports at the same time as the μ -Symposium. From this point on the contributions were publicly available to everyone. This measure has led to a new quality of cooperation between science and industry.

Gradually, under your direction, the contributions extended from initially 4 to 6. Thanks to your extensive contacts, you have always been able to win outstanding scientific speakers for the conference. In line with your ambition to internationalize, the VDI reports have been published bilingually in German and English since 1999. As a distinction for special achievements in the field of braking systems, you introduced the μ -medal in gold.

To the high reputation that the μ -Symposium enjoys all over the world you have contributed to a considerable extent. You have set new standards. And I am sure everyone will agree with me when I say that also the future discussions of the μ -symposium on current topics in the areas of safety and braking will be characterized by your spirit.

Without your visions, without your know-how and total commitment, the μ -Club would not be at the point where it stands today.

We all hope that the μ -Symposium will continue to develop in your sense.

In addition to the long list of multilingual scientific contributions published by you especially mentioned should be the Brake Technology Handbook co-edited by you, which will be published this year in the 5th edition. The one-time Ate brakes manual has developed from a repair instruction to a scientific work. According to the publisher, it is "*the only trade book in the world that represents today's development of all vehicle brakes*"¹². It is a great pleasure for me to publish the work together with you.

Professor Breuer, you were and still are a role model for me both professionally and morally. Despite your many commitments, you have always had an open ear for the needs of others.

During the many years I worked with you, I was able to learn a lot from you. Your professional approach was based on your natural authority, on straightforwardness and reliability. In interaction with others, you were honest and consequent, but always respectful and fair. I can not imagine a better basis of trust as the one you have created.

Professor Breuer, all I can do is to thank you for all this in the name of every one us here: for your personal commitment, the many years of joint creative work and the achieved results.

We hope that we do not have to give up your productive ideas, your advice and your experience also in the future.

I wish you, Professor Breuer, and your wife, who has always assisted you over the past few years, all the best for the future! There is now more time left for long-term interests and activities with family and friends.

It is in fact not easy to keep your claims up. You have left very big footprints for your successor, Professor Mayer. But I am deeply convinced that his feet will grow in, so that you can certainly pass the baton with a good feeling.

Thank you for your attention.

¹² „das einzige Fachbuch weltweit, das den heutigen Entwicklungsstand aller Fahrzeugbremsen darstellt“

Wheel - Brake disk - Wheel hub – Requirements to the Wheel Assembly

Dr.-Ing. Günter Leister
 Daimler AG, Germany
guenter.leister@daimler.com

1 Introduction

Not only the construction and the execution of the wheel, but also the wheel fastening elements must meet safety-relevant tasks under all operation conditions of the vehicle. The wheel fasteners, wheel, brake disc chamber, and wheel hub must all be able to withstand the forces which are associated with driving, braking, steering, and wheel load without having any negative impact on the safety and operation of the wheel and axle components.

Wheel bolt connections are typical screw-type connections classified as Category A parts under the VDI 2862, Page 1. This classification defines such fasteners as those where any failure could present a danger to life and limb. Simultaneously, wheel bolts are some of the most frequently detached and reattached screw connections on a vehicle, meaning that the safety requirements are even greater.

The design of a wheel bolt is a typical engineering and design task. However, if one to consider the combination of every type of load at its highest level as a baseline measurement (driving and braking torque, contact and cornering forces, jerking loads, etc.), it would be very difficult to achieve a realistic connection, especially between the wheel disc and brake disc chamber. Therefore, assumptions which are as realistic as possible should be made for the design, e.g. by evaluating the load collectives from actual driving tests.

There is an increasing trend towards lightweight engineering of components in combination with a simultaneous increase in engine power and vehicle weight. This leads to higher dynamic loads, as well as movements and deformations in the wheel bolt connection systems. These loads can be even further amplified by shifts caused by load changes between the brake disc and the wheel in the direction of the wheel's circumference. In extreme cases, if the so-called limiting shifts or limited deformations are exceeded, low coefficients of friction could result in the screws becoming detached at the head rest in the hemispherical head region. If the coefficients of friction are higher, on the other hands, micro-oscillations can lead to wear in the region of the head rest. This tendency toward galling is usually more pronounced in the case of steel wheels than aluminum wheels, owing to the greater yield strength of steel wheels.

2 Design and Implementation

Besides the wheel screw connections themselves, the misalignment and the deformation characteristics of the wheel disc, brake disk chamber, and hub have a decisive influence on the dynamic wheel force fit. The deformation characteristics of the wheel disc and the "background" essentially determines the dynamic forces and the deformations acting upon the wheel bolt connections and the safety level of the wheel bolt connections. A high degree of stiffness of the wheel and the "background" usually has a favorable impact on the tight fit, because it makes the additional screw forces smaller, Fig. 1.

This image shows the influence of flexibility (yieldingness) conditions on the dynamic screw additional force in the case of cyclic operating forces:

- Flat characteristic curve for wheel + "background" = high flexibility (yieldingness) => highly dynamic screw additional force;
- steep characteristic curve for wheel + "background" = low flexibility (yieldingness) => low dynamic screw additional force.

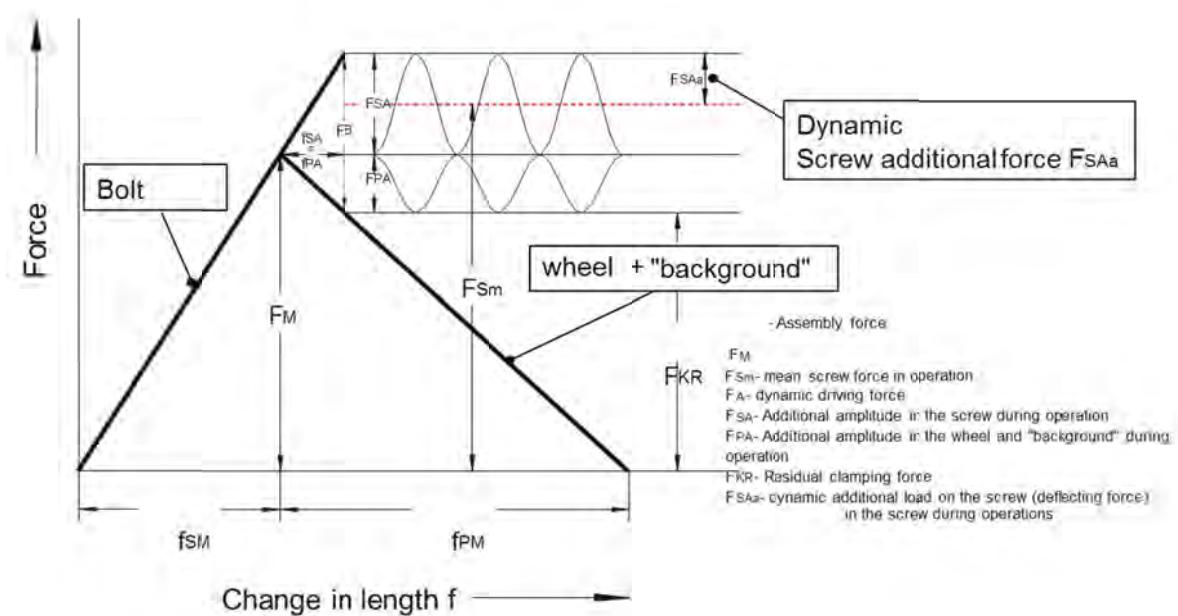


Fig. 1: Warping profile wheel bolt with the wheel and the "background"

The testing and release process for new wheel screw connections is extremely time consuming and cost intensive because it is necessary to simulate such a wide variety of practical situations through driving tests and on test rigs.

It is the task of vehicle manufacturers to decide on the geometric design of the fastening elements, particularly the diameter, length, and number of fastening elements. Passenger car wheels are often fastened to the wheel spindle with three-to-five wheel bolts or wheel nuts which pass through the fastening holes of the wheel. In the case of all-terrain and light commercial vehicles, six wheel bolts or wheel studs are commonly seen. The shoulder design of wheel mounting elements vary by manufacturer, but are mostly shaped like domes or cones. In rare cases, flat-shouldered fasteners are used.

Wheel fastening designs featuring a central nut and positive locking elements (e.g. cotter pins) are used almost exclusively in the case of race cars. However, such wheel mounting systems are being seen more and more frequently in luxury sports cars as well. The original motivation for a centrally-fastened wheel was the need to change wheels quickly. Such a feature should be avoided in series-manufactured vehicles owing to anti-theft concerns.

In the premium car segment and in Europe, wheel bolts are the most often-used wheel fastening elements. In American and Asian markets, wheel studs with lug nuts

are traditionally used. The following explanations are therefore meant predominately for the European-style wheel bolt fasteners.

The layout, design, and manufacturing of wheel screws with the aim of achieving greater operational safety requires comprehensive knowledge about the function of the entire wheel bolt system and an equal amount of practical experience. A careful matching of the geometry of wheel screw contact areas to the wheel and the related friction parameters is important when defining tightening torques and processes.

3 Clamping Forces and Friction

Appropriate screw clamping forces should be defined. Adequate torques are necessary for the continued safe operation of the wheel bolts after initial assembly and during subsequent removal, reattachment, and with consideration for all possible dynamic operating states. A wheel which finds itself well-centered on its hub can be achieved by making the wheel center hole a centering bore with exact clearance with respect to the wheel hub rather than the wheel bolts.

One of the most underestimated factors with regards to wheel mounting are the frictional conditions. Wheel bolts generate clamping force, and the transmission of forces after braking or acceleration should take primarily through the force fit/positive locking/friction locking which takes place between the wheel and wheel hub. It is only in emergency cases where the wheel bolt or stud bolts should block the relative motion between the wheel and the brake disk through contact with the wheel fasteners themselves.

If the frictional conditions change in the wheel bolts, wheel, brake disk, and wheel hub, an experimental verification of the complete assembly must be conducted in order to ensure adequate positive locking/friction locking.

Among other things, it is also important to define friction conditions, especially at the wheel. One way to do this is to place friction rings on the wheel flange. Figure 2 shows an example of a printed images for this, created by an aluminum cast wheel (top) and a steel wheel (bottom) with two friction rings. In the chip removal process during wheel manufacture, it should be ensured that the outer friction ring contacts first, and the inner friction ring second. This ensures that, when being placed against the brake disc chamber, the mean friction radius – a decisive factor in friction locking – is as large as possible. This also makes for reproducible friction relations.

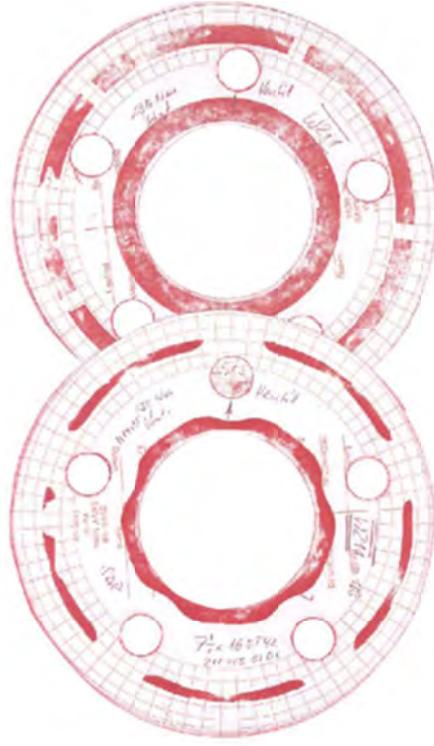


Fig. 2: Engineering design of the wheel contact on the brake disc drum through the inner and outer friction rings: Proof of function through printed image measurements

Besides the advantage of offering a defined friction radius, friction rings also provide an additional level of safety with respect to making up for potentially lost clamping force which could occur during or after assembly due to contact surfaces being contaminated with grains of sand, corrosion residue, or paint abrasions.

4 Torque and Clamping force

Besides offering corrosion protection, the coating which is applied to wheel bolts is also decisive for the process-safe adjustment of the ratio of tightening torque/preload force during assembly and for later behavior during operation, particularly for the dynamic force-fit of the wheel. Vehicle manufacturers usually design wheel assemblies for a minimum wheel bolt clamping force (torque value). When firmly attached to the vehicle, wheel bolts should under no circumstance fall under these minimum torque values. If the corresponding safety measures are taken into consideration, a window is defined for preload force during initial assembly (series assembly). These preload values allow for wheels to be assembled to the vehicle without issue and without causing any inadmissible deformations. A tightening torque is also deter-

mined to correspond with the preload force. During series assembly, a specific joining torque is determined for each wheel type provided for the vehicle (e.g. KTL-coated steel wheel, Alu-cast wheel, Alu-forged wheel, KTL-coated Alu-band wheel). The tightening torques are monitored and recorded to ensure that the proper preload torque and subsequent tightening torque is achieved with minimal material diffusion.

In the case of steel wheels, the maximum preload torque should not be exceeded during initial assembly, otherwise unacceptable plastic deformation can occur which could damage the beveled surfaces. Here, wheel bolts should be dimensioned in such a way that a utilization of about 60-70% of the elastic limits of the screws is not exceeded during series assembly. In the case of aluminum wheels (except aluminum band-wheels), values should never go above the pre-tensioning force even after multiple assemblies and disassembles (e.g. 10 or 20 times). The latter requirement reflects the experience that the friction retention and thus the ratio of the tightening torque/pretension force can be significantly impaired by the following influences:

- Corrosion in the region of the bolt head and/or threading
- Local abrasion of the coating system or of the lubricant system in the case of multiple assemblies
- Temperature instability of the coating or lubricant system

Frequently, the friction at the contact surfaces and in the threading increases due to these influences. This friction can lead to difficulty in loosening, small and strongly scattered preload forces upon re-tightening, and in extreme cases, permanent fracture under higher dynamic loads due to inadequate preload forces. Designs should be verified through comprehensive testing on test rigs.

One example for a design of the torque-preload force characteristics for an aluminum forged wheel is shown in Fig. 3. This figure shows the torques of an aluminum forged wheel with a tightening torque of $MA = 110 \text{ Nm}$. For a utilization of $v = 60\%$ of the elastic limiting load, and for an assumed frictional coefficient of $\mu = 0.10$ (initial assembly series tightening), a preload force of roughly 41 kN is obtained. If the coefficient of friction is increased during operation to $\mu = 0.20$ (e.g. due to multiple tightening operations, abrasion, or corrosion) the pre-tensioning force will only be about 22 kN .

M_A - F_v - Diagramm

Wheel bolt
Forged wheel

: M14x1,5x27,5 - 8.8

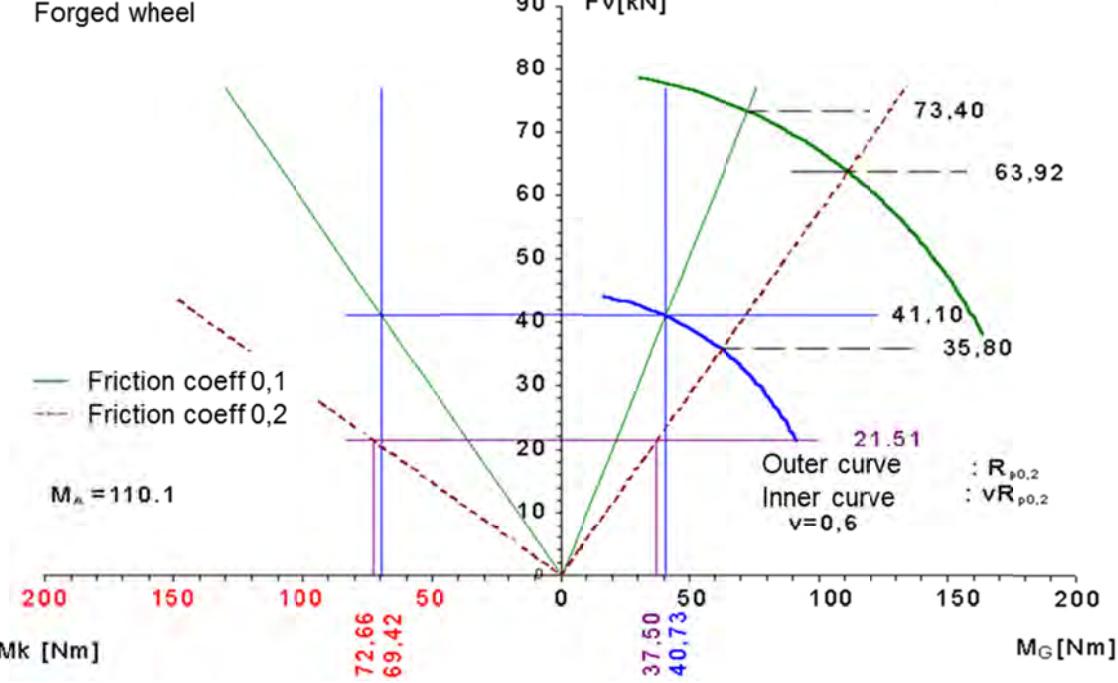


Fig 3: Ratio between the tightening torque and pre-tensioning force in the case of a wheel bolt connection

So far, series of a manufacturer be used for different types of wheels with adjusted wheel bolts, Fig.4. If necessary, depending on series (e.g. for heavy vehicles) different tightening torques can be specified. If the same wheel bolt, however, used both for aluminum wheels, and for steel wheels, the connection must satisfy all the requirements with the same predetermined tightening torque.

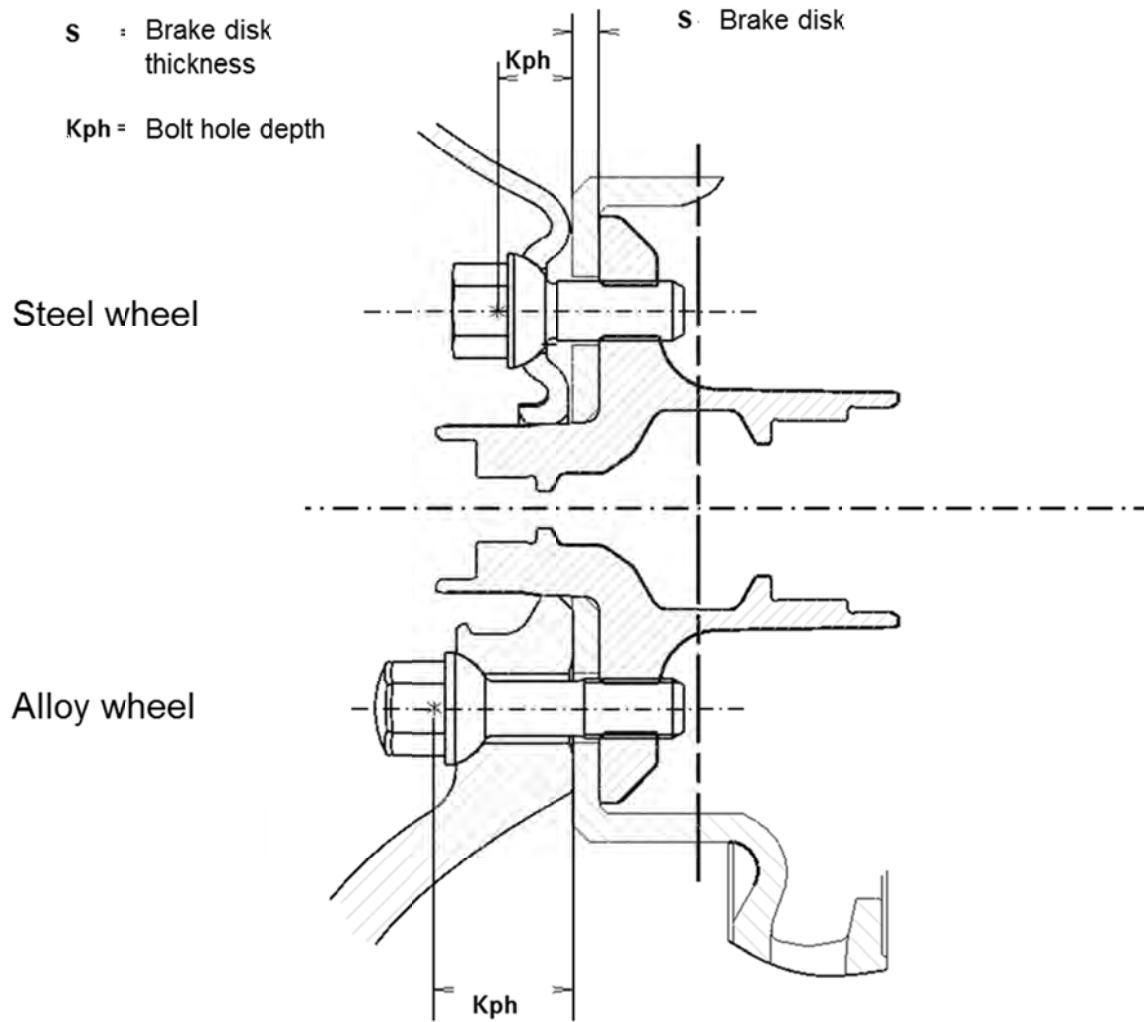


Fig.4: Wheel assembly with steel wheels and aluminum wheels using Mercedes-vehicles as an example. a Short wheel bolt for aluminum and steel wheels, b long wheel bolt only or aluminum wheels (heavy vehicles)

For a given tightening torque, the pre-tensioning force achieved is determined in addition to the friction coefficient μ in the head support and in the thread by the head friction diameter. In wheel couplings, different bearing geometries are used in practice (spherical, tapered, in individual cases even planar supports). The pairing geometry between wheel and hub influences the friction diameter and thus the ratio of tightening torque / pretension force, Fig.4.

Observe Figure 5, and notice the different extremes by which the shoulder of a wheel bolt can contact the wheel rim. Extreme exterior contact has unfavorable effects especially in the case of aluminum wheels. In this case, lower and more-scattered preload forces are seen during assembly and during operation due to high local surface

pressures. Extreme interior contact, on the other hand, has been found to be beneficial in most cases. This form of wheel bolt shoulder contact gives rise to a clear and uniform pattern of wear over its assembled life. Furthermore, the surface pressure is more evenly distributed and higher preload forces with smaller dispersions are achieved with simultaneously lower preload force losses through settling. It is for this reason that the tolerances between wheel bolts and wheels should be designed in such a way that clean wear patterns are obtained during assembly, and that local contact pressures do not become inadmissibly high.

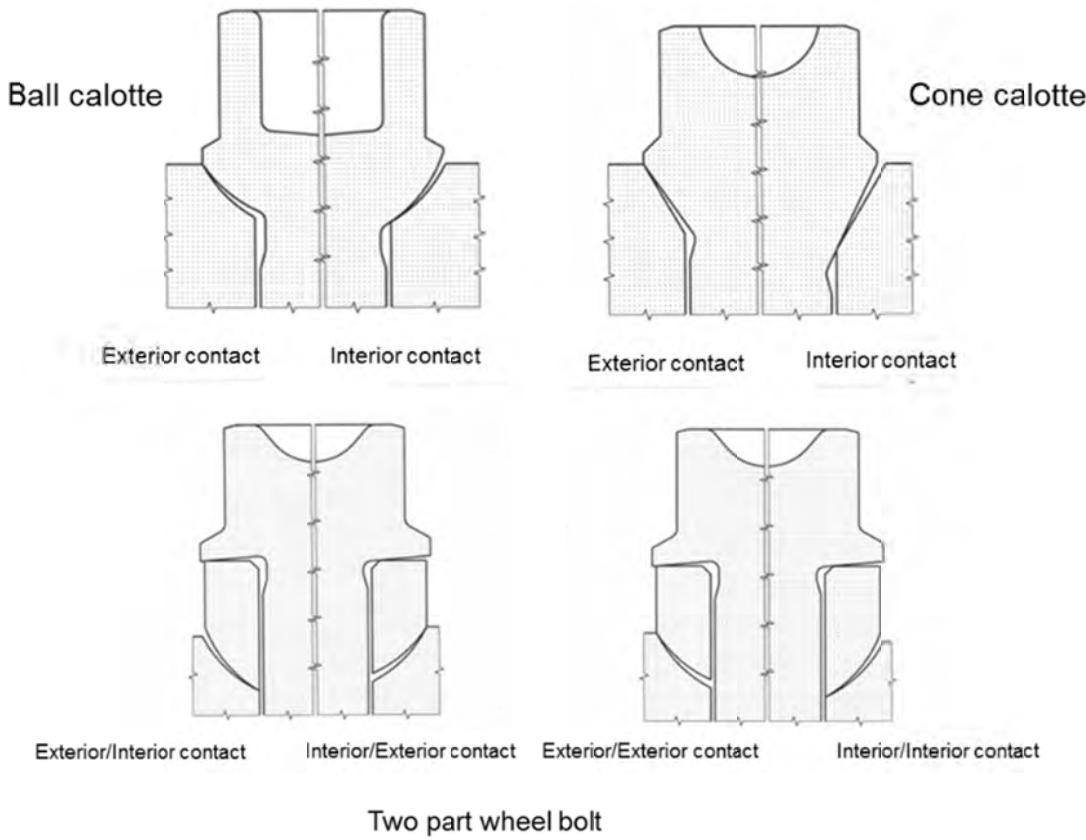


Fig. 5: Inward and outward contours in single piece (a) and two-piece wheel bolts (b) depending on the pairing tolerances between the screw head and wheel contact

In special cases, the use of two-piece wheel bolts can be advantageous. By using such a wheel bolt, the free expansion length is increased. This makes it so that preload losses due to settling and relaxation are reduced, and that additional force due to dynamic operating loads is also reduced. Another advantage lies in the fact that if the

coating is suitably designed and pairing tolerances in the headrest and spherical seating area/calotte, the screw always turns against the washer during montage rather than against the wheel surface. This happens when the coefficients of friction and/or the friction radius in the headrest is smaller than in the seating area/calotte. In this case, the friction characteristics and therefore the preload forces in the case of two-part wheel bolts are largely independent of the wheel itself and scattering distributions are reduced to a minimum.

5 Approval of the Assembly

Overall, wheel fastening systems should be designed in such a way that preload force losses due to settling and relaxation are kept to minimum, and that independent detachment of wheel bolts because of dynamic operating forces is avoided with a high degree of certainty. Losses due to preload forces can be reduced by keeping layer thicknesses of coating systems as thin as possible. This applies to the coatings of wheel bolts, the wheels themselves (e.g. KTL-coatings in the bevel and at the wheel contact point), and the brake disc chamber (e.g. zinc-rich primer). To ensure a high level of safety against the individual loosening of screws, connections should be designed in such a way that the ratio between the torque required for loosening and tightening is adequately high. Here, operating temperatures (in particular, temperature increases due to braking) play a significant role since frictional characteristics can vary at higher temperatures depending on the coating system. This gives rise to a clean contact pattern during the assembly and modifies and hence reduces the loosening torque (reduced safety against detachment or loosening) or increases it (higher safety against loosening).

When a double-tightening technique is used during series assembly – particularly in the case of steel wheels – the safety of wheel bolt connections can be increased significantly. During the first tightening, tolerances between the screw and wheel bevels are balanced out through anticipated plastic deformations. With this, setting contributions which could lead to pre-tensioning force losses after assembly. Furthermore, the cold hardening creates deformation reserves for the operations. With the second tightening, we get in this manner a largely linear tightening torque-angle of rotation characteristic till the nominal tightening torque and significantly smaller scattering of pre-tensioning forces with respect to a single tightening motion.

Wheel bolt connection systems are tested and released for series use by automobile manufacturers in close cooperation with suppliers after extensive system-specific tests. This includes the verification of the torque preload force characteristics for initial and subsequent assembly, as well as testing dynamic wheel friction fit in special test rigs, Fig. 6, and in drive tests under defined conditions. Due to safety considerations, only wheels which have been approved by the manufacturer should be used in combination with the original wheel bolts or wheel nuts as approved for that wheel assembly.



Fig. 6: Wheel screw bolt test rig for testing and verification of the torque-pre-tensioning force characteristics

Non-compliance with these recommendations could result in the failure of wheel bolts due to abrasion of the bolt or hub threading due to an insufficient screw-depth or material strength, should the wheel fastening elements not be matched with the aggregate in terms of strength and length. Another risk is permanent fracture because of inadequate preload forces with unmatched bevel geometry, or as is more often seen, unsuitable coating systems being used for accessory/replacement screws, Fig. 7. This figure shows high and approximately uniform preload values in the original wheel bolts and low preload values in accessory wheel bolts.

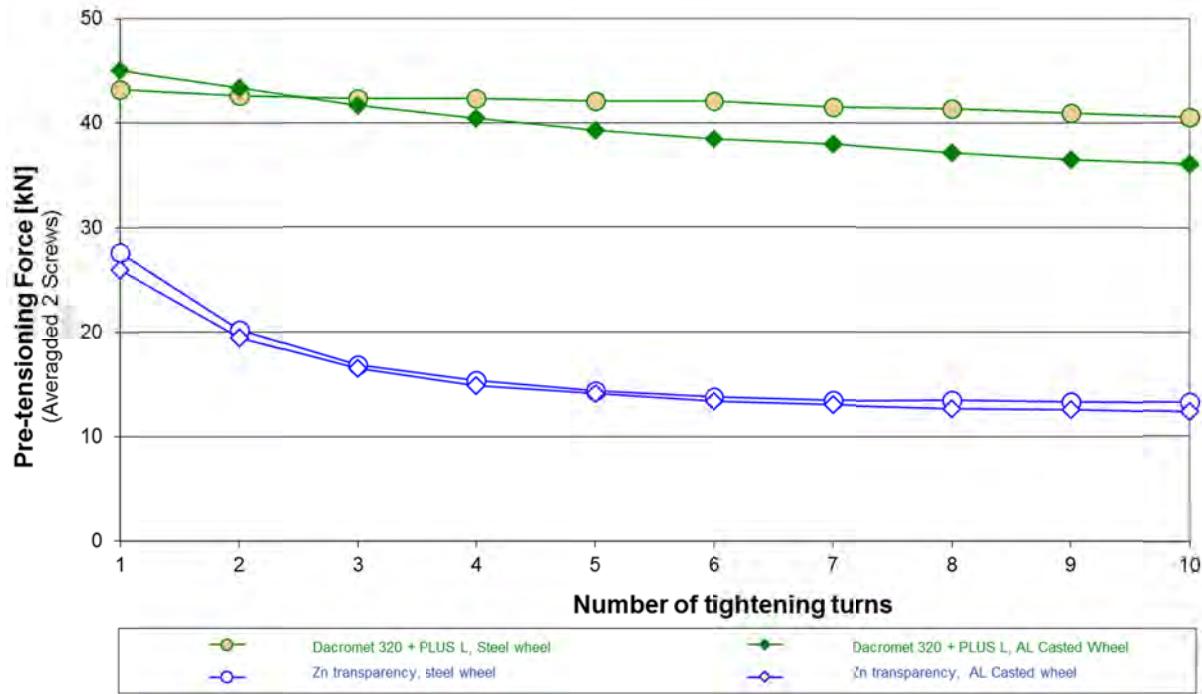


Fig. 7: Wheel screw bolt rig testing and verification of the torque-pre-tension force characteristics

6 Literature

- [1] Beyer, S.: Sicherheit von Radverschraubungen – Beschichtungssysteme, Montage, dynamischer Radfestsitz. tyre-wheel-tech, München, 2004.
- [2] Kloos, K. H., Thomala, W.: Schraubenverbindungen Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung, Berlin: Springer, 2007.
- [3] Leister, G.: Fahrzeugräder – Fahrzeugreifen. Entwicklung Herstellung Anwendung. Aus der Reihe: ATZ-MTZ Fachbuch. Vieweg+Teubner Verlag, ISBN: 978-3-658-07463-0, 2015.

Multiphysical Simulation of Brake Fluid Temperature Rise during Mountain Descent

M. Streitenberger, Dr. S. Yigit, Dr. J. Wuchatsch

Opel Automobile GmbH, ITEZ Rüsselsheim, Germany

marcel.streitenberger@opel.com

1 Abstract

During excessive braking, brake fluid temperature within hydraulic brakes rises. As a worst-case scenario, boiling brake fluid may result in brake failure. To ensure that brake fluid temperature is not exceeding the boiling point even under severe braking conditions, automobile manufacturers perform mountain descents like the Großglockner, for instance.

However, these test drives are very cost-intensive and time-consuming. Thus, a simulation procedure to predict brake fluid temperature rise during mountain descent and subsequent standing phase is highly desirable.

To cover all relevant aspects of heat transfer within the brake corner, multiple physical effects have to be modelled. Conductive heat transfer from rotor to pad friction surface through several brake parts into the brake fluid reservoir is only one aspect. Surrounding air circulating the brake corner is evacuating energy in some areas, whereas in other areas heat is introduced into the corner through convective heat transfer.

To simulate this multiphysical problem, two different approaches are introduced. First a one-way coupled approach is shown where in a first steady Fluent CFD simulation heat transfer coefficients and sink temperatures are calculated, that are mapped onto a transient conductive heat transfer Abaqus model in a second step. Secondly we introduce a fully coupled transient conjugate heat transfer CFD simula-

tion, solving fluid and solid domain simultaneously. Both numerical procedures have their own assets and drawbacks, which will be discussed.

For correlation purpose we have equipped a small car with thermocouples driving Großglockner mountain descent. Measurement results are shown in comparison to simulation results for both approaches.

2 Motivation

Friction brakes convert kinetic energy to heat during braking. This heat is released to the ambient air over the brake surface. Because there is a target conflict between brake cooling and aerodynamic requirements, the goal of development is to have just sufficient cooling. The concept of lightweight design additionally leads the brake cooling to the border of the necessary. Therefore, securing brake functionality is necessary during critical braking processes. During mountain descents with long lasting negative slopes, the brake is heating up significantly. Sustained usage of the brake and low vehicle velocity make brake cooling more difficult. But even in such a scenario, it has to be ensured that brake fluid stays below the boiling temperature.

When brake fluid is boiling, a compressible gas is generated, that must first be compressed before brake pressure can be build up. This may lead to failure of the braking function. The brake fluids boiling temperature is highly dependent on the absorbed water content, as shown in Fig. 1. Since most brake fluids are glycol-based and thus hygroscopic (absorbing water from the ambience over time), there is also a dependency of boiling temperature with time. Consequently brake fluid need to be renewed within a certain service life. An overview of common brake fluids and their „dry“ and „wet“ boiling temperatures is shown in Fig. 2. Except for DOT 5, all shown brake fluids are glycol-based and thus hygroscopic. During brake system development, the associated effects as described above have to be considered.

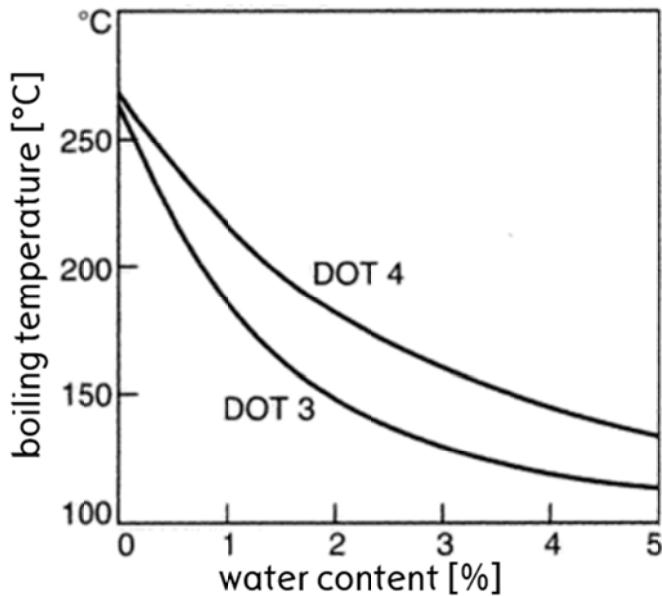


Fig. 1: Dependency of brake fluid boiling temperature and water content [1]

	Dry boiling point	Wet boiling point (3.7% water)	Glycolether-based	Silicon-based	Hygroscopic
DOT 3	205 °C	140 °C	x		x
DOT 4	230 °C	155 °C	x		x
DOT 5	260 °C	180 °C		x	
DOT 5.1	260 °C	180 °C	x		x

Fig. 2: Overview of common brake fluids [2]

The global vehicle development carries out brake tests, amongst others, on the following mountain descents:

- Großglockner, Austria
- Stilfser Joch, South Tyrol Italy
- Pikes Peak, Colorado USA
- Mount Chiri, South Korea
- Yellow Mountain, China

This article illustrates the application of the simulation method for calculating the brake fluid temperature using the Großglockner descent as an example. As shown in Fig. 3, it is driven from the Edelweißspitze on approx. 2600m altitude to the valley on approx. 1100m altitude in 40 minutes, without engine braking and ABS interventions. The almost continuous, negative slope with an approximately constant brake pressure allows a constant driving speed of about 22kph to be maintained. These

simple boundary conditions facilitate a good reproducibility of test results. After 40 minutes descent phase, the vehicle undergoes a consecutive standing phase in the valley with released brakes. Since, in the absence of driving speed, the brake is cooled only by natural convection, the brake fluid temperature experiences a further increase in this phase and reaches its maximum. It is important to determine the maximum brake fluid temperature in the standing phase, since brake functionality must also be given when starting again from the worst case point in time.

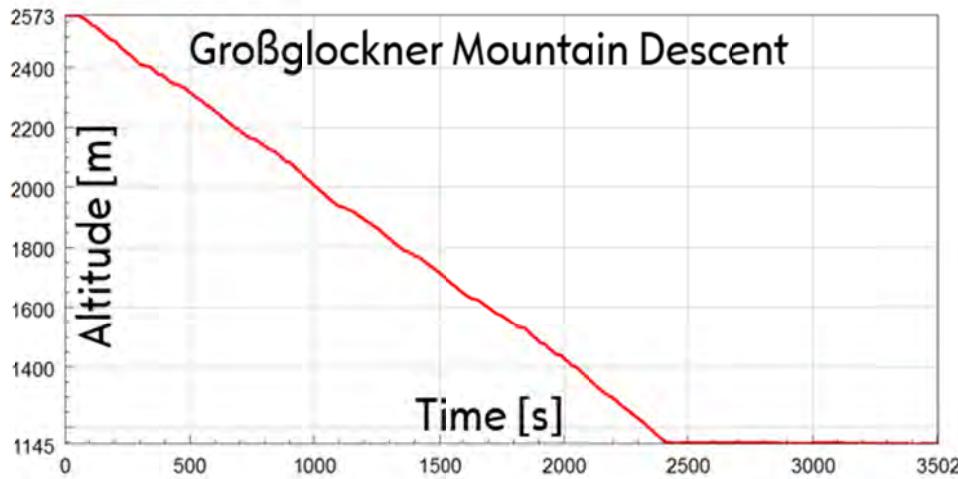


Fig. 3: Großglockner mountain descent: altitude over time

3 Heat Transfer in Brakes

On actuation, a friction brake experiences three types of heat transfer (see Fig. 4). Heat conduction through solids and air, convective heat transfer at the phase boundaries of solid and air, as well as heat radiation. Experience has shown that the influence of heat radiation on the brake fluid temperature is negligibly small. It is therefore not taken into account for the simulation, but it could be included without great effort, if necessary. Heat conduction is relevant for the brake fluid temperature and all common CAE solvers support its simulation.

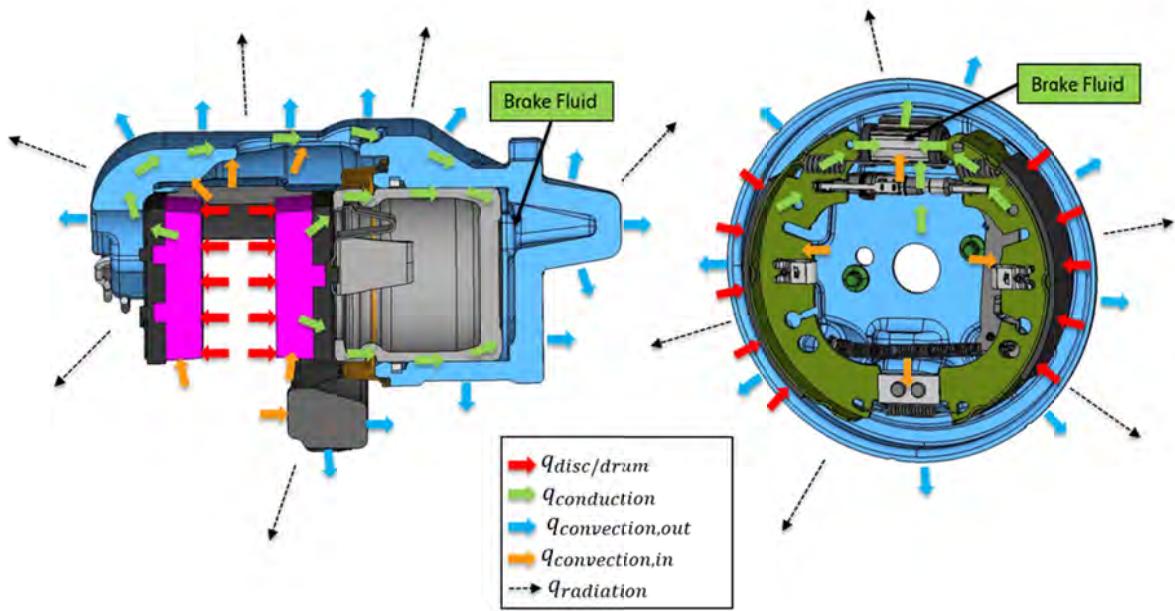


Fig. 4: Heat transfer in disc and drum brakes

Convective heat transfer is also relevant to the resulting brake fluid temperature. Depending on the CAE solver and procedure used, it is calculated internally or must be specified as a boundary condition. In the latter case, it is essential to take a close look at the theory of convective heat transfer. The heat flux density through a solid to air phase boundary is described by the equation

$$q = -h(T_{wall} - T_{sink}).$$

Where q is the heat flux density, h is the heat transfer coefficient, T_{wall} is the temperature at the wall surface, and T_{sink} is the temperature beyond the thermal boundary layer. Fig. 5 illustrates the formation of the thermal boundary layer with an air velocity v and an ambient temperature below the wall temperature. The air temperature decreases, as the distance normally to the wall increases. T_{sink} (often also T_∞) then describes the temperature outside the thermal boundary layer which does not decrease further with increasing distance.

At this point it becomes clear that T_{sink} is not equal to the ambient temperature when convective heat transfer is modelled in brake systems.

One reason for this is due to the hot air which is blown by the disc or drum onto the surrounding brake parts. Therefore T_{sink} is getting greater than $T_{ambient}$. In case of T_{sink} being greater than T_{wall} we experience heat input by convective heat transfer. This is to be expected in particular for drum brakes where air is heated up in a near-

ly enclosed cavity, but also for disc brakes on the inside of the caliper where hot air is thrown at by a vented brake disc.

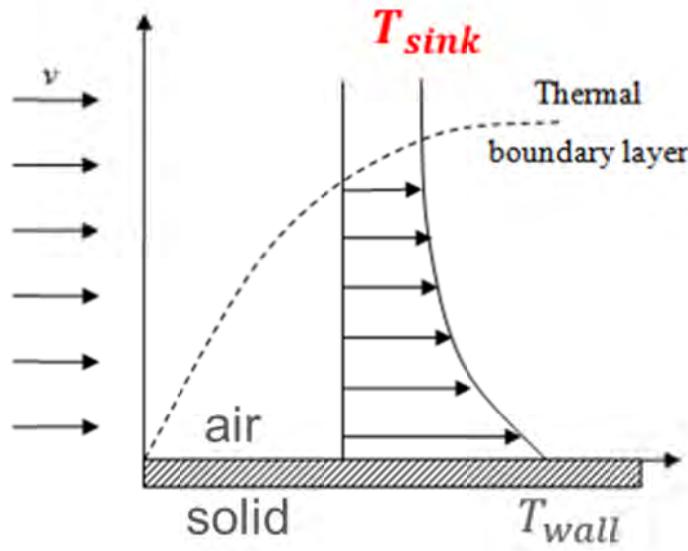


Fig. 5: Thermal boundary layer and T_{sink}

4 Measurement Results

In order to gain deeper understanding of the heat transfer processes in brakes, as well as correlation with the simulation, we have equipped the brakes of a small car with a variety of temperature sensors (see Fig. 6). The sensor positions can be specified in detail as follows:

Front Disc Brake:

- 01: disc inner
- 02: disc/pad friction surface
- 03: carrier inner
- 04: caliper inner
- 05: brake pad middle
- 06: back plate middle
- 07: caliper backside
- 08: caliper backside air
- 09: brake fluid

Rear Drum Brake:

- 10: back plate backside

- 11: drum inner
- 12: drum/pads friction surface
- 13: cylinder outside
- 14: web
- 15: air inside drum
- 16: brake fluid

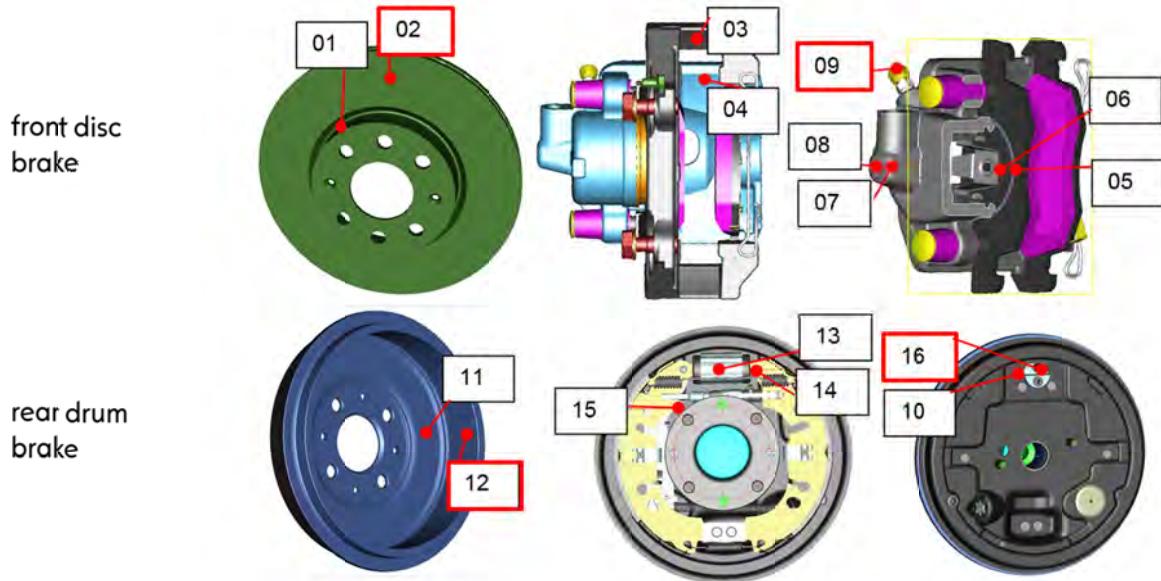


Fig. 6: Positions of temperature sensors

Fig. 7 shows four measurements of the disc temperature (02) and the drum temperature (12) in the friction surface over time. The measurements of the right brakes are shown in red and the measurements of the left brakes are shown in blue. Fig. 8 shows the measured brake fluid temperatures of disc (09) and drum brake (16) over time. Up to 2400s = 40minutes, the previously described mountain descent is driven. Disc and drum temperatures are increasing strongly during this phase. The brake fluid temperature also increases with a time offset. From about minute 40 the standing phase takes place. Disc and drum temperatures show typical cooling curves. The Brake fluid temperature now continues to increase with a higher gradient. Due to missing forced convection, heat stored in the parts of the braking system can now only evacuate to the ambient air at a lower rate with natural convection. Brake fluid temperature experiences its maximum during this standing phase. The discrepancy of brake fluid temperature between left and right side is also worth mentioning. While in the front right the brake fluid is hotter than on the front left, on the rear left it is hotter than on the rear right. This can be traced back to a crossed connection of the

brake lines to the main brake cylinder, which puts out slightly different pressures at the two connections. Front right and rear left brake corners are connected to the main cylinder with one brake line, as well as the rear right and front left. Between both brake lines there is a pressure difference, as shown in Fig. 9, which results in a difference in braking power.

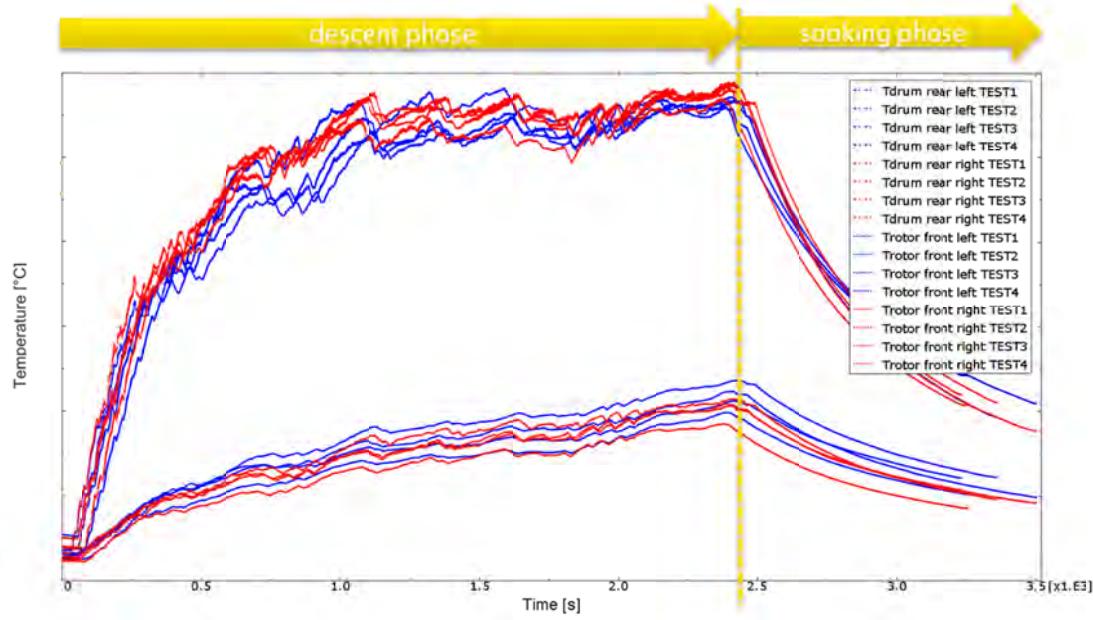


Fig. 7: Measurements of disc and drum temperatures

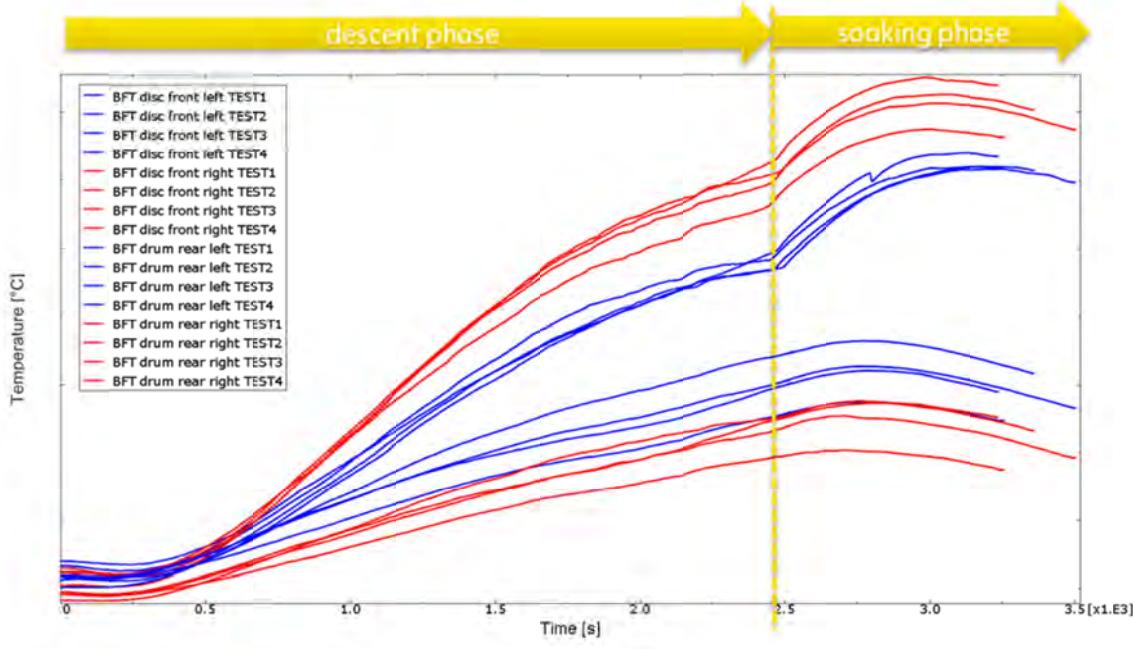


Fig. 8: Brake fluid temperature of disc and drum brakes

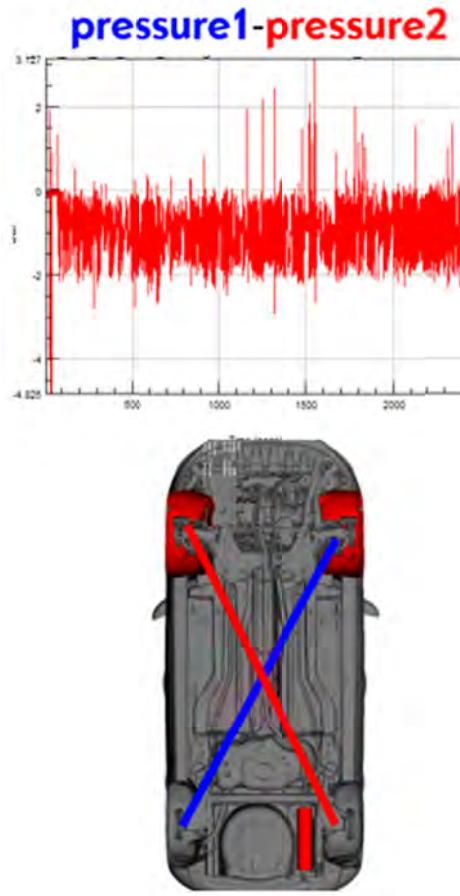


Fig. 9: top: Difference in brake pressure between both pipe circuits,
bottom: crossed pipe circuits

To illustrate the thermal processes in the brake, in Fig. 10 and Fig. 11 we show, for one of the four measurements, all temperature profiles for disc and drum brakes.

The highest temperatures occur at the friction surface (02) with respect to disc brakes. As the distance from heat source increases, the temperature curves within the brake lining (05) and the rear plate (06) are correspondingly lower. It is worth mentioning that the temperatures at the sensor positions on the caliper inner (04) and carrier inner (03), where the vented brake disc discharges hot air from the cooling channels, are higher than the brake fluid temperature. On the other hand, the back of the caliper (07) is cooler than the brake fluid. Consequently, there is a heat flow from the caliper/carrier inner in the direction of the brake fluid, as well as a heat flow from the brake fluid towards the caliper backside out of the brake system. The air temperature at the caliper back (08) shows an almost constant value in the range of the ambient temperature during the descent phase. In the standing phase, vehicle movement delivers no cold fresh air, and we see here a sudden increase in air temper-

ature. The oscillating temperature during the standing phase reveals the transient character of natural convection.

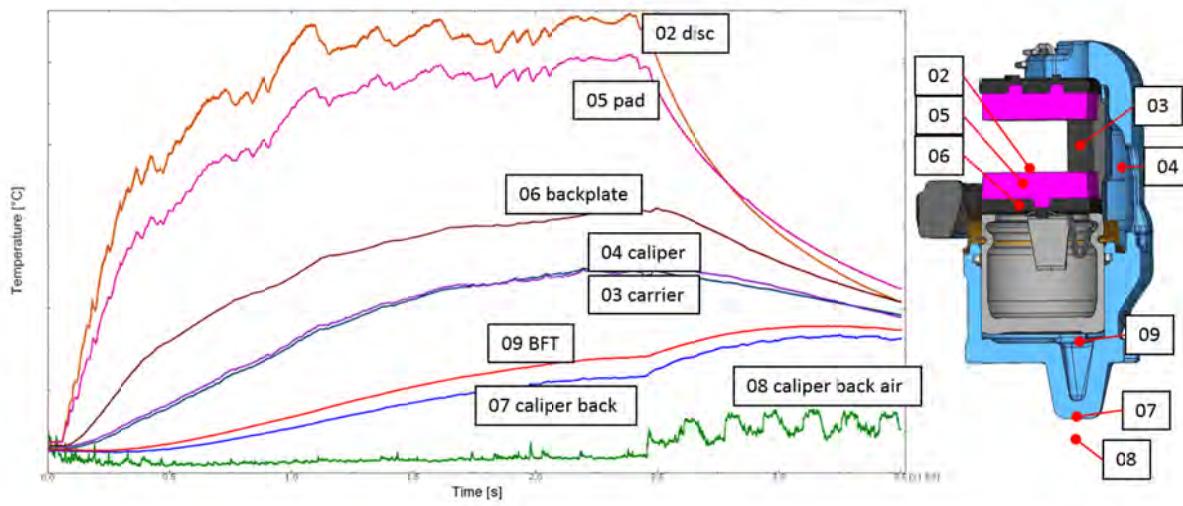


Fig. 10: Measured Disc Brake Temperatures

The measured temperature curves in the drum brake (Fig. 11) also show an interesting phenomenon. The brake fluid (16) has almost the same temperature profile as the back plate (10) with the attached cylinder (13). Only a small negative temperature gradient can be seen from the inside to the outside (cylinder>BFT>back plate). The drum friction surface (12) has the highest temperature. The air in the drum inner (15) has a similar, slightly higher temperature than the web (14).

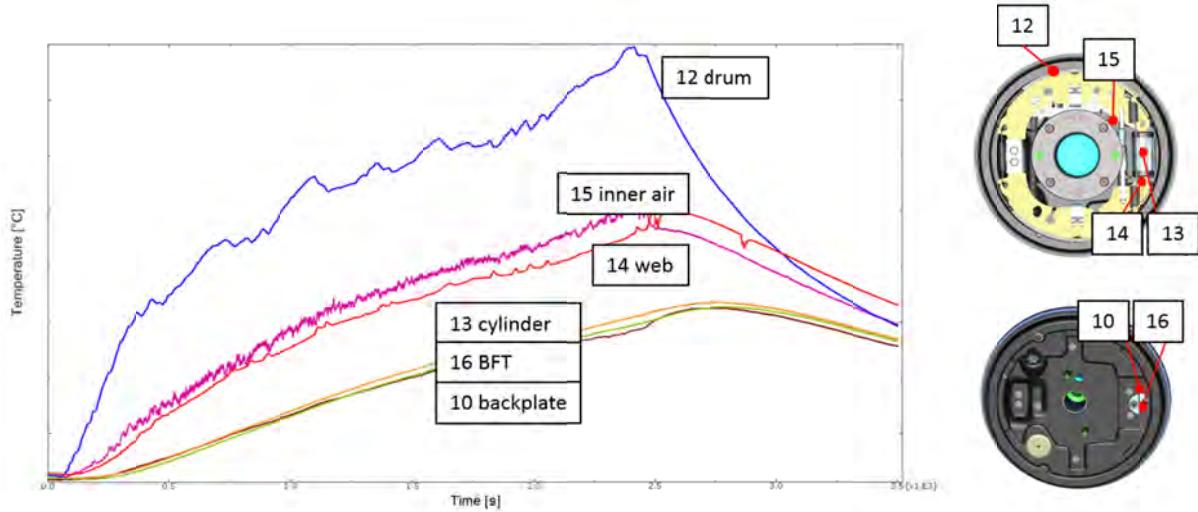


Fig. 11: Measured Drum Brake Temperatures

5 Approaches to Brake Fluid Temperature Simulation

In the following, two approaches to simulate brake fluid temperature rise during mountain descents are presented. They differ primarily in the strength of the coupling between structure and fluid domains. While the weak one-way coupling considers the individual domains separately, the strong fully coupled approach considers the problem in its entirety.

5.1 Weak One-Way Coupled Approach

Fig. 12 shows the flow chart of the one-way coupled approach regarding brake fluid temperature simulation. The solution of solid heat conduction takes place in a time-dependent Abaqus simulation. As a boundary condition for the heat input in the friction surface, it receives the time-dependent disc or drum temperature for a virtually driven Großglockner downhill run from CarMaker. In a separate steady CFD simulation with the entire vehicle we write out heat transfer coefficients and air temperatures close to the wall, assuming a driving speed of ~22km/h. In case of constant driving speed, the heat transfer coefficient h is constant over time, but could be scaled linearly through driving speed in good approximation, for other time-dependent driving schedules. The air temperature near to the wall $T_{air,wall,const}$ is written out as a time-independent temperature distribution on the open brake surfaces. Together with the time-dependent disc or drum temperature $T_{disc/drum}(t)$, the time-dependent function $T_{disc/drum}(t)$ to calculate the air temperature beyond the thermal boundary layer is defined. The solutions for heat transfer coefficients, as well as for the air temperature outside the thermal boundary layer, are transferred for every element as a boundary condition onto the Abaqus heat transfer model.

In order to be able to make absolute statements $T_{sink}(t)$ must be correlated with measurements. In the early phase of development, when no hardware is available, the experience from previous projects with similar brakes needs to be used. In this case, the predictive capability is restricted. With this approach, the standing phase can be modeled only with generic heat transfer coefficients for natural convection.

Fig. 13 shows the comparison between measurement and simulation with the one-way coupled approach for the front disc brake. The transfer of the boundary conditions, that have been correlated with the left brake, to the right brake show a brake fluid temperature result very close to the measurement. We can thus simulate the shown

effect of discrepancy between left and right brake fluid temperature for the disc brake.

Fig. 14 shows the same procedure for the rear drum brake. The transfer of the boundary condition correlated for the left drum to the right drum brake works only conditionally. This is due to the fact that the convective processes within the drum are far more complex than in disc brakes. With the one-way coupled approach an A-B statement, however, is nevertheless possible and sufficient in many issues that are faced in development.

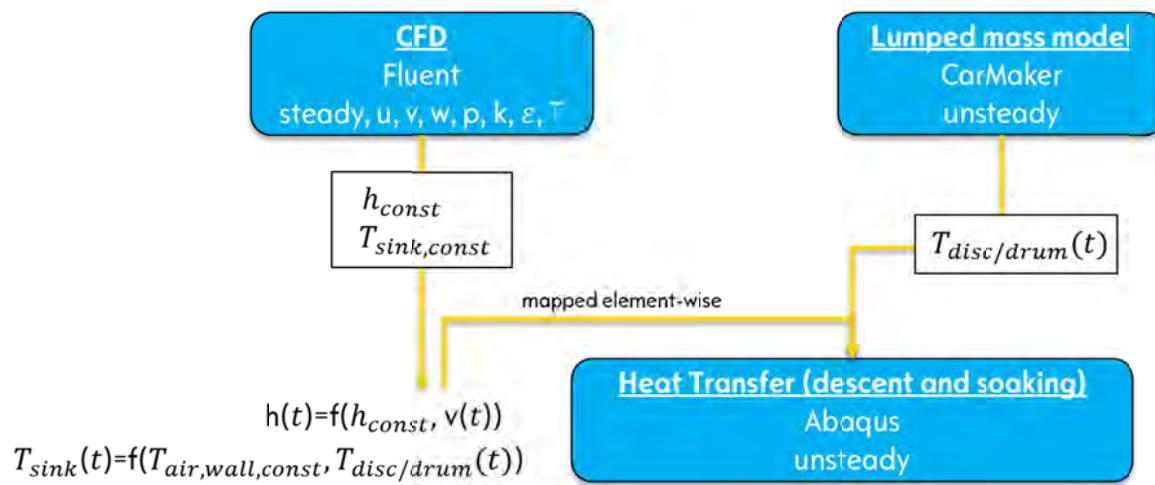


Fig. 12: Flow chart of weak one-way coupling

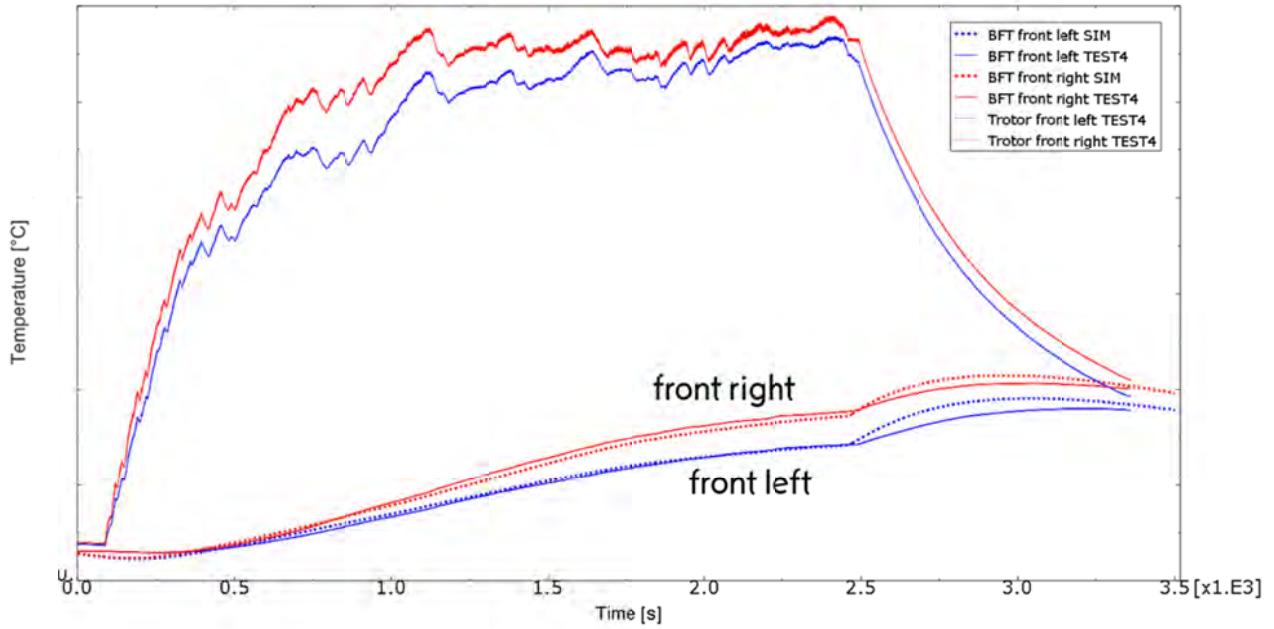


Fig. 13: Comparison between simulation and test of front disc brake with one-way coupling approach

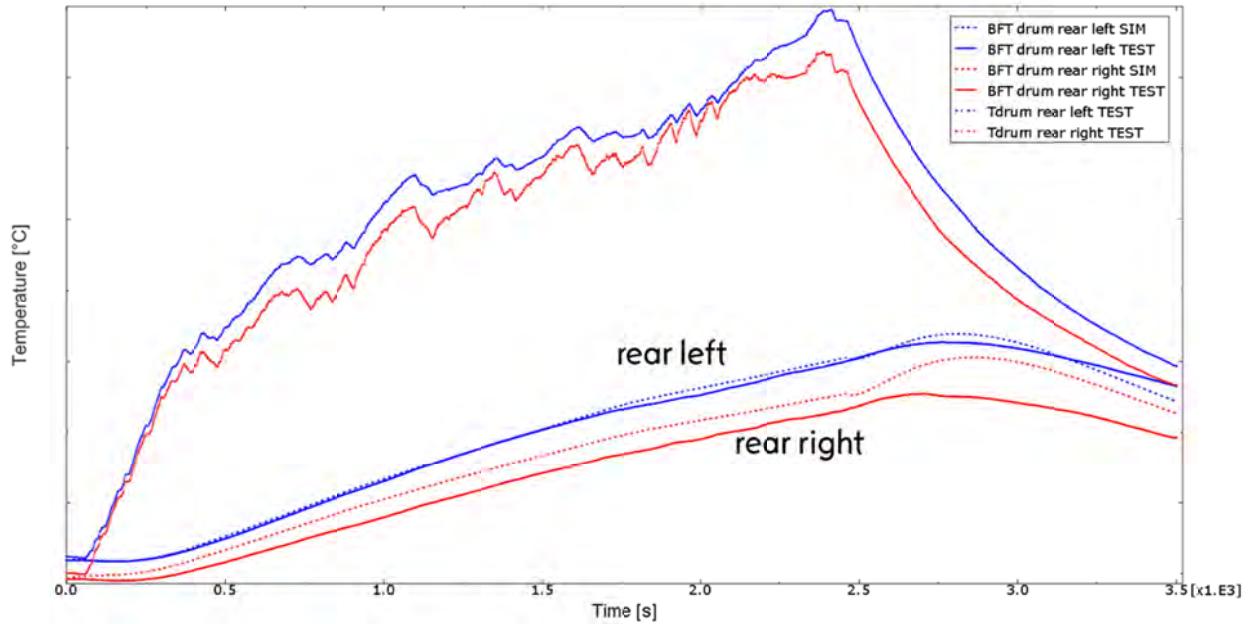


Fig. 14: Comparison between simulation and test of rear drum brake with one-way coupling approach

5.2 Strong Fully-Coupled Approach

The strong, fully-coupled simulation of the transient temperature field in solids and fluid is conducted solely in the CFD solver Fluent. As shown in Fig. 15, several steps are necessary. First, a steady-state analysis of the flow field is carried out on a full

vehicle level. This serves to generate the flow boundary conditions for four smaller sub models of each brake. At the sub model level, three further steps are then performed. The flow field and the temperature distribution in fluid and solids are determined in a stationary calculation. The results are used as starting conditions for the time dependent calculation of the downhill run in the next step. The flow field is frozen, only the energy equation is solved and the temperature distribution is calculated transiently. The last step deals with the standing phase. In order to model the transient behavior of natural convection, we solve the transient flow problem in a monolithic approach with energy equation in solids and fluid. For this, an ideal gas model is used.

The heat input W_{ges} in the friction surface is determined by the equation

$$W_{ges} = (F_H - F_{Air} - F_{Roll} - F_{Rest}) \cdot v.$$

In this case F_H is the downhill-slope force, which is opposed by the air drag force F_{Air} , the rolling resistance force F_{Roll} and the remaining force F_{Rest} which includes all the remaining losses, like for example the braking effect due to cornering travels.

In the fully-coupled approach, F_{Rest} is the only unknown to be correlated. Heat transfer between solids and fluid can be solved solver-internally without making assumptions and simplifications to model a convective heat transfer boundary condition.

The correlation for all four brakes with the measurements is very good as shown in Fig. 16. The total braking energy is distributed according to the braking force distribution on front and rear axle brakes.

Fig. 17 shows the gradient of convective heat transfer on the brake corner surfaces during the simulated mountain descent. The color scale is selected in such a way that only the sign of the gradient is shown via the colors blue (heat input) and red (heat discharge).

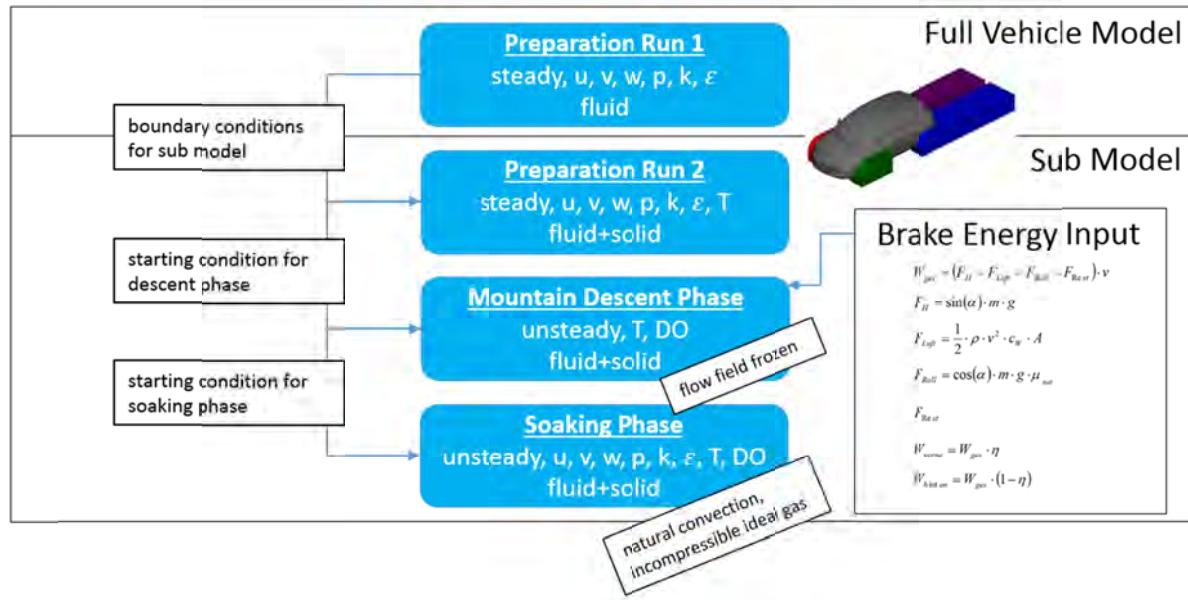


Fig. 15: Flow chart of strong fully-coupled approach [3]

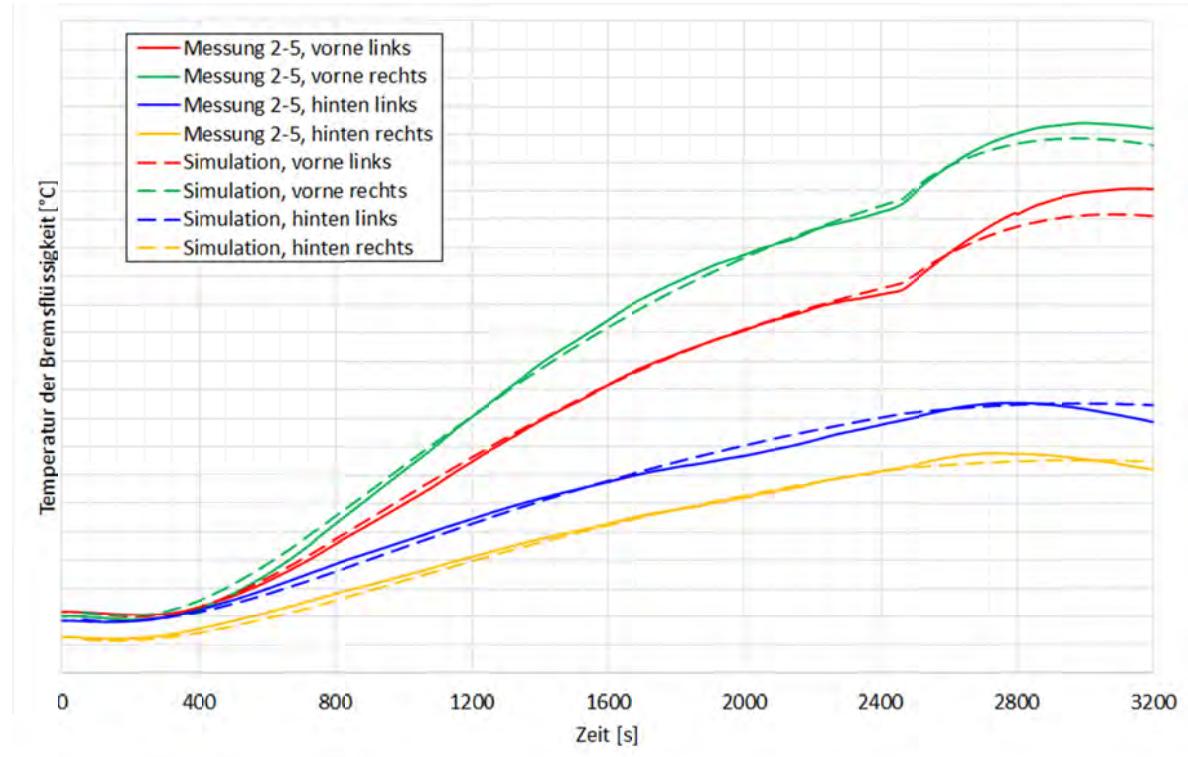


Fig. 16: Simulation results of the fully-coupled approach in comparison to measurement results [3]

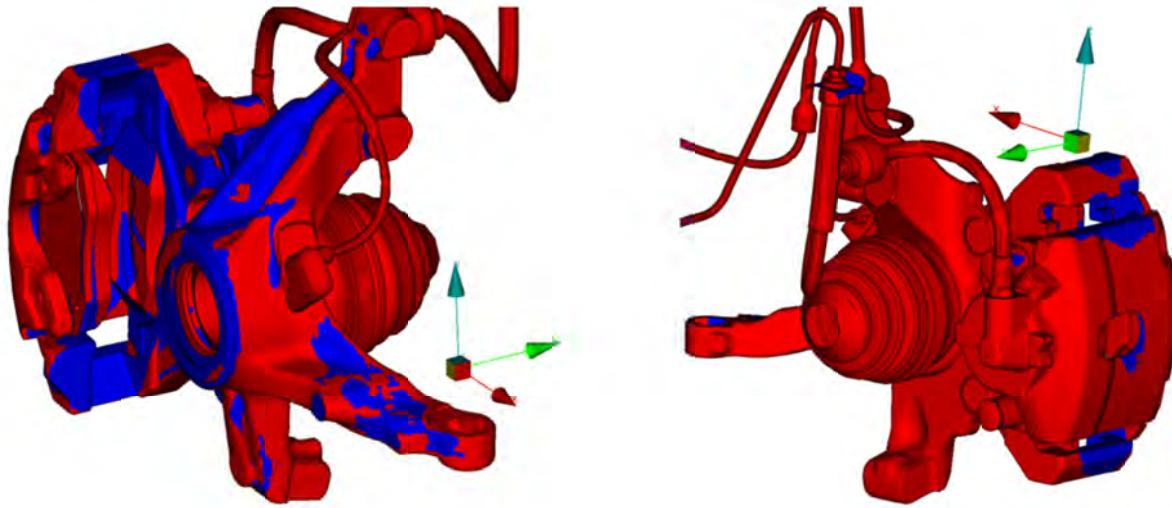


Fig. 17: Heat input (blue) and heat removal (red) during the simulated mountain descent [3]

6 Comparison of Approaches

Weak one-way and strong fully-coupled approach have their respective strengths and weaknesses, which justifies a parallel existence of both. They are summarized in Fig. 18. The modeling and calculation effort is higher for the fully-coupled approach. The one-way coupled approach has more uncertainties in the boundary conditions, which can be mitigated by matching simulation with test results. Consequently, in order to make absolute statements very early in the development, the fully-coupled approach is recommended. In order to generate A-B statements in short time, for example to compare different rim designs with respect to their influence on brake fluid temperature, the one-way coupled approach is usually sufficient.

	sequentially coupled	fully-coupled
Modelling Effort	Low	High
Computational Effort	Low	High (especially for driving schedules with time-dependent velocity profiles)
Predictive Capability	- Disc Brake: absolute values after calibration w/test - Drum Brake: only A-B - Soaking: only A-B	- Disc and Drum: absolute values after calibration w/test - Soaking: absolute values after calibration w/test
Uncertainty in Boundary Conditions	HTC T_{sink}	F_{Rest}
Natural convection in soaking phase	Only very rough simplification with generic values	fully modeled and transiently solved

Fig. 18: Comparison between weak one-way coupled and strong fully-coupled simulation approach

7 Outlook

The weak one-way coupled approach can be improved by further developing the unknown boundary conditions. The time-dependent functions for the heat transfer coefficient $h(t)$ and air temperature beyond the thermal boundary layer $T_{sink}(t)$ could be further refined by matching them with upcoming vehicle tests. Currently, $T_{sink}(t)$ is brought into a temporal dependency, out of a single steady state CFD simulation together with the driving speed and disk/drum temperature by a time dependent, not further described function. Another approach would be to create a piecewise-linear function for $T_{sink}(t)$, by running several steady state CFD simulations with different disc/drum temperatures which belong to different timepoints during the mountain descent. To what extent the arguments “modeling and calculation effort” still justify the usage of this approach in comparison with the fully-coupled approach remains to be discussed.

For the strong fully-coupled approach, the braking power is calculated as shown by a simple analytical equation. For this, simplifications are made which produce an unknown variable F_{Rest} . In order to mitigate this uncertainty, the braking power could be calculated via multi-body-simulations (for example CarMaker), which is able to

take into account all the details of the route to be traveled. This can afterwards be used as boundary conditions for the CFD simulation.

8 Bibliography

- [1] Konrad Reif, Karl-Heinz Dietsche, et. al.: „Kraftfahrtechnisches Taschenbuch“, 28. Auflage Mai 2014, Springer Vieweg
- [2] FMVSS 116 DOT
- [3] SaimYigit, Marcel Streitenberger, Karl-Michael Hahn, Samuel David Lago Places, Janko Wuchatsch: “An enhanced CFD approach to simulate brake fluid temperature rise during mountain descent and soaking phase”, SimVec 2016

Light-weight Composite Back-Plates for Brake Pads

P. Mody, S. Lambert, S. Foots, A. Azaad

NUCAP Industries, Toronto, Canada

parimal.mody@nucap.com

Abstract

Industry requirements to improve fuel economy and reduce emissions drive the automotive industry to continually find ways to reduce vehicle mass, particularly to components contributing to ‘unsprung’ weight. One such component is the steel disc brake pad back-plate. In commercial vehicle (CV) applications, steel back-plates alone can weigh as much as 2 kg each. No significant light-weight alternatives for this component have been forthcoming so far.

To address this growing requirement, the development of an innovative light-weight composite back-plate (LCB) was initiated, evaluated and is discussed in this paper, as are also its design-for-manufacturability underpinnings. The LCB consists of 2 thin-gauge steel “face” plates located on either side of a light-weight phenolic core that are all molded together under heat and pressure, using mechanical retention to keep the layers bonded to each other.

While the composite design results in the immediate advantage of a significant weight reduction for this component – potentially up to 40% – it must also allow for the LCB to either meet or exceed the same functional and performance criteria that are fulfilled by the currently standard steel back-plates. Manufacturability and cost must be additional factors considered up front.

Prototype composite back-plates for multiple vehicle applications were validated with dynamometer tests for in-caliper performance and noise, as well as for confirmation of dimensional requirements such as flatness, parallelism, abutment length, and edge condition.

The preliminary test results have shown that the LCBs can not only meet industry standard performance criteria, but have proven to offer additional advantages such as heat insulation and noise dampening properties. Dimensionally, the LCBs conformed to print specifications for all produced samples for flatness, parallelism and abutment length, plus a uniform edge condition around the plate periphery. In fact, an increased dimensional capability was also noted; this is attributable to the molded nature of the LCB as opposed to stamping a 9-mm thick back-plate from a coil while controlling coil flatness and the stamped-part edge condition.

In conclusion, the application of light-weight composite technology to a brake pad back-plate, particularly when coupled with a phenolic resin-based core, is a feasible solution offering significant component weight reduction potential in addition to heat management and NVH advantages.

1 Introduction

Corporate Average Fuel Economy (CAFE)

Enacted by Congress in 1975, CAFE's purpose is to reduce energy consumption by increasing the fuel economy of cars and light trucks. NHTSA has set standards to increase CAFE levels rapidly over the next several years [1]

Increasing pressure from government bodies, be they in North America or in Europe, drive the automotive industry to continually find ways to reduce vehicle mass in order to increase fuel economy or reduce CO₂ emissions. Non-compliance can be expensive; for example, 2014 CAFE fines in the USA totaled USD \$873.7M [2]. Of significance to this effort are the components contributing to “unsprung” weight, that is, to those components which are not supported by the suspension of the vehicle. Unsprung weight not only contributes to the vehicle gross mass as well as NVH issues, but it is also widely believed to exacerbate wheel control during acceleration and braking over rough road surfaces, as heavy un-sprung mass can make the wheels “hop”.

One contributor to “unsprung” weight is the disc brake pad back-plate, even more so for CVs. The Friction material volume requirements that are necessary to minimize stopping distances have resulted in these back-plates weighing as much as 2 kg each. Until now, however, there have been no viable lightweight alternatives offered to the industry. To address this growing requirement, we investigated the back-plate de-

signs using lightweight materials and composites. Most promising then is the recent development of a light-weight composite back-plate (LCB) design for a brake pad which consists of 2 thin steel “face” plates located on either side of a light-weight phenolic core. All are molded together under heat and pressure, using mechanical retention; that is, deploying NRX hook projections in the thin steel “face” plates.

While the composite design results in the immediate advantage of a significant weight reduction for the component, potentially up to 40%; in order to be a viable option, it must also meet or exceed all of the same functional and performance criteria required of solid steel disc brake pad back-plates. To validate the design, industry-standard test methods must be used, including dimensional measurements, ISO 26865, SAE J2521, and SAE J2522 AK Master test procedures. Manufacturability and cost must be additional factors for consideration up front. A case in point for cost – steel demand for the 9-mm thick back-plate reference case used herein (FMSI D1203) would see a substantial decrease from 1.6 kg per back-plate to 0.98 kg per back-plate.

2 Design Characteristics

The LCB design consists of a core of light-weight material which is integrally bonded on both its surfaces to HSLA (High Strength Low Alloy) steel “face” plates with Grip-MetalTM NRX mechanical attachment hooks [Fig. 1]. NRX is an evolution of the NRS (NUCAP Retention System) technology already prevalent in the global brake industry [3,4] adapted to thinner gauge metals. The NRX hooks are engineered to be controlled at application for size, shape (or curl) and hook density, to optimize attachment strength for a given mating material. The NRX hooks are prerequisite in order to provide a permanent mechanical bond to the core materials. Otherwise, the bond strength would not be sufficient for such a demanding application.

The steel face plates reinforce the core material on two levels:

- a. Mechanically anchored to the core material on both surfaces, the steel face plates impede deflection in either direction, providing rigidity to the core.
- b. Localized piston and frictional forces are absorbed by the steel plates.

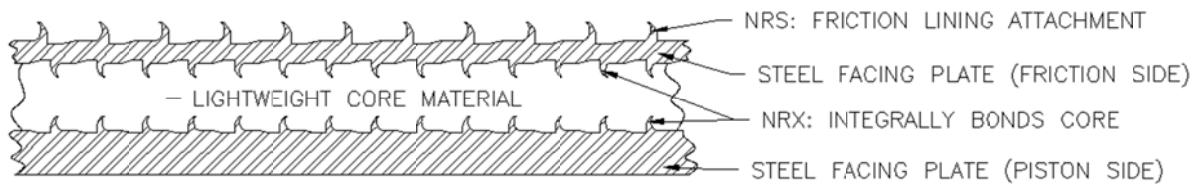


Fig. 1. LCB cross-section: Core material mechanically anchored to the thin steel “face” plates with NRX mechanical attachment technology. The face plate towards the friction material has NRS technology for mechanical attachment with the friction material.

2.1 Core Materials

Options for light-weight core materials were initially based on design specifications that reflected current CV applications in new and sustained field service conditions. Multiple core materials were considered; thereof, three were selected for further testing.

Aluminum Core

Aluminum [Al] was considered not only due to its strength-to-weight ratio but also because of separate successes with cold-pressing composites of steel/aluminum/steel using the NRX technology. The Al-core LCB [Fig. 2], however, presented some concerns:

- a. Inherent temperature limitations for a braking environment,
- b. Potential galvanic corrosion between the steel face plates and the core, possibly resulting in delamination, and
- c. Cost

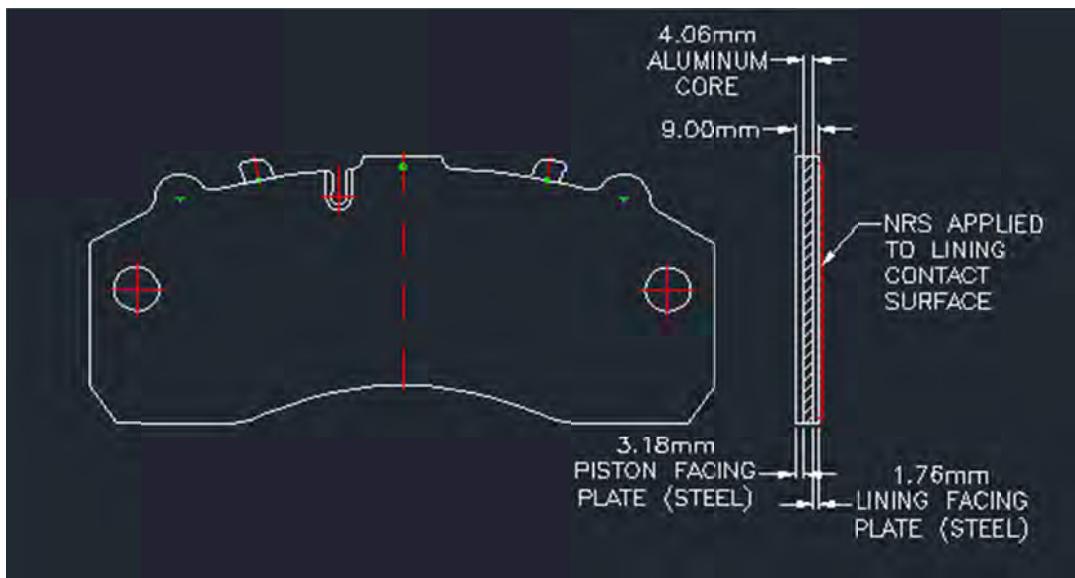


Fig. 2. Al-Core LCB in FMSI reference D1203

Brake Friction Material Core

Considering the proven performance of NRS as a mechanical bond with virtually all types of friction material compositions, the option of using the same or similar friction material as the reference application was weighed. Friction materials are significantly lighter than steel, providing the targeted weight savings, while the thermal insulation and compressive properties would indicate that favorable performance should be expected. Furthermore, the obvious potential for cost-savings and the logistical advantages of using a core material that is already being used for the friction would, in principle, make this design an attractive option.

Prototype composite pads were manufactured in the reference FMSI D1203 configuration, using the same semi-metallic friction material for the core as is used for the brake pad friction.

Industry standard test procedures, as listed in the introduction, were carried out on the composite pads for fading, total wear, thermal shock and corrosion resistance, in order to determine durability and performance. During dynamometer testing, the core material cracked at the highest stress points where the brake pistons were in contact. The cracks were caused by the deformation to the steel locally as braking continued, and the transfer of the piston force directly to the less dense and more brittle friction material. This eventually led to the unacceptable condition of delamination in the composite plate [Fig. 3].

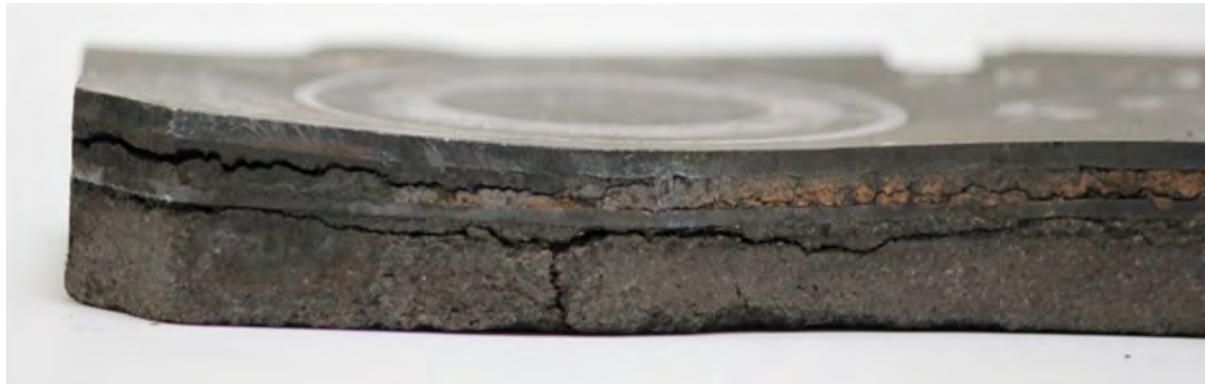


Fig. 3. Lining material core failure, resulting in delamination.

Phenolic Resin-based Core

During the research and development of improved friction formulations to make up the LCB core, the idea of a separate phenolic resin-based core material was also considered. Phenolic resin is already widely used in friction material bonding. It can also be easily mixed with various fillers and fibers to attain required properties. Phenolics also provide good dimensional and performance stability at relatively high operating temperatures. A phenolic resin-based core also has the advantage of being significantly lighter than the other considered core material options; refer to Table 1 below.

Table 1. Weight comparison of D1203 disc brake shoe plate, using: solid steel plate, aluminum composite plate, friction material composite plate, and phenolic resin composite plate. Facing plates for composite designs are steel.

Composite Core Material	Core Material Density (g/cm ³)	Weight of D1203 Disc Plate (g)	Weight Reduction
Solid 9 mm Steel Plate	7.90	1600.00	0%
Composite – 4 mm Aluminum Core	2.65	1128.50	30%
Composite – 4 mm Friction Material Core	1.95	1065.50	33%
Composite - 4.5 mm Phenolic Resin Core	1.16	975.00	39%

For performance testing, prototypes in the reference FMSI D1203 configuration [Fig. 2] were manufactured with 2 face plates made from SAE J1392 (340) steel – 1.5 mm thick and 3.0 mm thick for the friction side and the piston side, respectively – and a 4.5 mm thick phenolic resin core. For the purpose of prototyping, the steel face plates were cut using a water-jet machine from sheets with NRX hooks of the appropriate height, curl, and hook density to best bond with phenolic resin. No critical consideration was given to the shaving/edge requirement of the face plates as the final abutment surface condition would result from the composite molding step. The face plates were then E-coated prior to molding. The plates were then loaded into a mold with a pre-formed / pre-heated phenolic resin-based core. The assembled laminated structure was then pressed in the mold under heat and pressure to the correct thickness, removed, and subjected to a post-cure (or post-bake) to achieve the desired dimensional stability. After post-curing, the LCB plate was subjected to NRS mechanical retention technology on only the friction side. At this point, the LCB plate with NRS technology was ready for standard molding with its specified friction material; post-molding processing was per the standard conditions for the friction material given rise to a finished brake pad with a LCB plate [Fig. 4].



Fig. 4. Completed phenolic composite disc brake pad; FMSI Ref. D1203

LCBs from one additional light-vehicle (LV) application configuration (FMSI Reference D833) were also similarly processed and subjected to further testing. All subsequent testing was performed with phenolic-core LCB pads.

3 Testing and Validation Procedures

3.1 Dimensional Measurements for D1203

Prior to any dynamometer testing, four newly-made prototype D1203 plates were measured for important dimensional characteristics to confirm that the plates met the required design criteria, as well as to demonstrate manufacturability even at this prototype stage. Dimensional criteria were taken from industry-accepted D1203 aftermarket plate prints.

Results

Table 2 Measurements of functionally important dimensions on D1203 pads

Sample No.	Abutment Span (247.2 - 247.4mm)	Thickness (8.8 - 9.2mm)	Flatness (0.30mm Max.)
1	247.33	8.87	0.13
2	247.37	8.90	0.20
3	247.22	8.88	0.18
4	247.29	8.85	0.20

As Table 2 illustrates, all four LCB plates were well within tolerance for critical dimensions; however, the level of variation indicates the present prototype tool would not be capable in a production scenario. For production-level manufacturing, robust tooling and increased process control can achieve OE level capability for critical dimensions. Inspection of the edge condition showed very uniform surfaces that are perpendicular to the piston surface of the plate. Also, the LCB plate edges do not have any “roll-over” edge deformation which commonly results from the standard fine-blanking / stamping process; this perpendicular condition is noted across the entire 9 mm thickness of the LCB.

3.2 ISO 26865 Test Procedure for D1203

To validate the design, a standard performance test procedure was carried out per ISO 26865, by LINK Engineering. The ISO 26865 test procedure was chosen owing to its high-temperature / high-pressure sections which allows for a very good assessment of the composite back-plate’s structural integrity. It has also become the de-facto industry standard for ADB (automatic differential brake) performance for mul-

multiple OE, OES, tier 1, tier 2, and aftermarket manufacturers [5]. In this context, the FMSI Reference D1203 was chosen because of its large dimensions and high load-to-strength requirements. Results are shown in Table 3 below.

Results

Table 3. Summary of results from test procedure carried out per ISO 26865, by LINK Engineering, on D1203 phenolic composite pads.

Brake Torque (N·m) at 6 bar			
Step	Section Description	Minimum	Maximum
9	After Bedding 60 kph; 100 °C	13226.806	14974.119
11	After Bedding 100 kph; 100 °C	7866.825	8916.766
17	1st fading Δ fade (%)		
21	After 1st Fading 60 kph; 100 °C	10991.798	13897.774
23	After 1st Fading 100 kph; 100 °C	11260.496	11900.401
30	60 km/h; 300 °C disc; 225 °C drum	10049.025	13829.435
32	100 kph; 300 °C	7741.018	8523.814
39	2nd fading Δ fade (%)		
47	60 kph; 500 °C	6939.583	11187.497
49	100 kph; 500 °C	8550.218	9472.800
53	60 kph; 100 °C	10536.720	12173.758
62	60 kph; 100 °C	10737.078	16830.155
65	60 kph; 100 °C	11001.117	13114.978



Fig. 5. Post-test D1203 pad with light-weight composite back-plate (LCB), following ISO 26865 test procedure.

Visual inspection of the post-test brake pads with the LCB plates [Fig. 5] showed no evidence of composite delamination, no cracking of the core material, no degradation

of the edge condition, no wear of the steel face plates in the abutment area [Fig. 6], and no major deformation of the piston-side surface even as maximum temperatures exceeding 500°C were experienced.

Comparative measurements of pads with the LCB plates in the new / untested and in the post-test condition are reproduced in Table-4 below, demonstrating a good overall structural integrity of the LCB plates at the brake abutment area.

Table 4. Comparative abutment measurements between untested and tested D1203 plates, to determine wear resistance of the composite design.

Sample No. (after test)	Abutment Span - Initial (mm)	Abutment Span - Final (mm)	Delta
2	247.37	247.34	0.03
4	247.29	247.28	0.01

Very slight chipping of the phenolic resin-based core was noted at random around the periphery of the LCB plate. While this is deemed to be inconsequential to the fit and function of the brake pad in the brake caliper, we envisage further testing to ensure this would indeed be the case across the entire pad life, and particularly in terms of corrosion ingress potential. Appropriate steps to eliminate this issue in future design developments are also being taken.

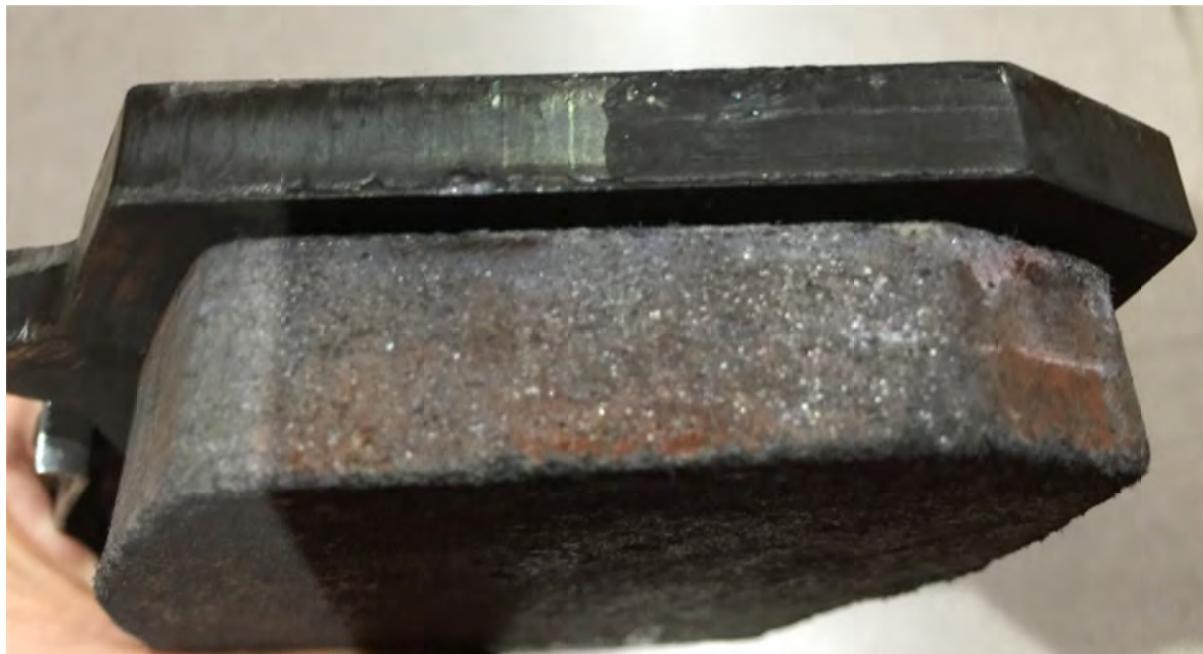


Fig. 6. Abutment surface edge condition after ISO 26865 test procedure.

Some deformation on the piston surface of the plate was noted, directly where the pistons contact the pad [Fig. 7]. While the deformation was not sufficient to bring about any plate delamination or pad cracking, the flatness in just this piston-contact area just exceeded the flatness tolerance, suggesting further fine-tuning to be done in terms of the deployed face-plate thickness.

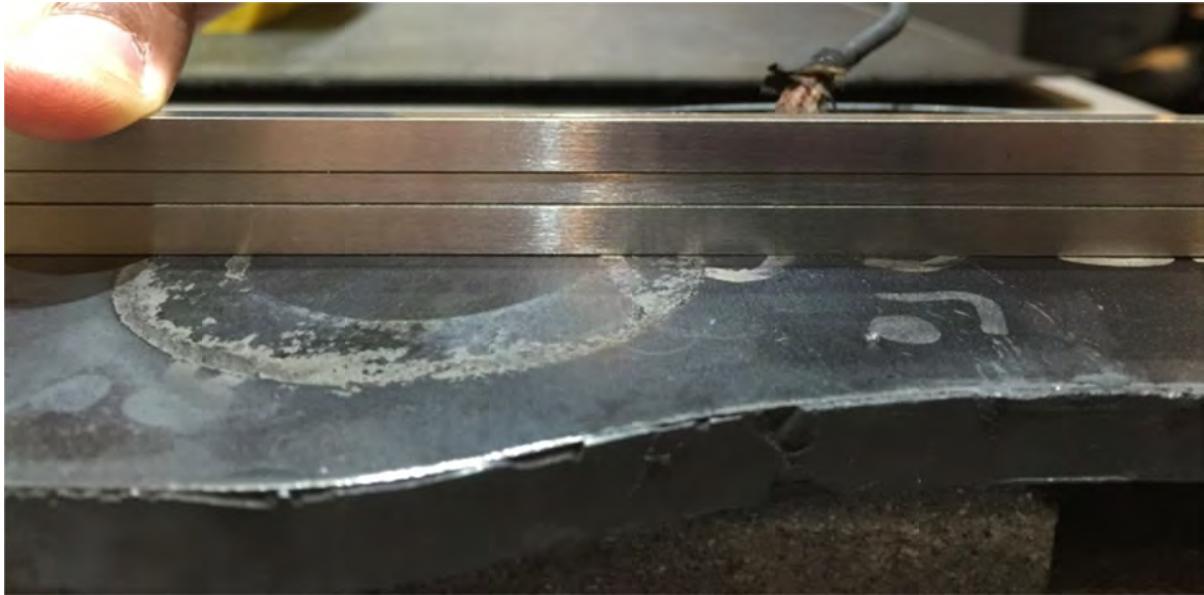


Fig. 7. Piston surface flatness after ISO 26865 test procedure.

3.3 SAE J2521 Noise Performance and SAE J2522 AK Master 6-burnish Test procedures for D833

To determine the influence of pads with LCB with a phenolic resin-based core on brake noise, seven noise performance tests were carried out per SAE J2521, using different NVH reduction methods (including none) as listed in Table 5, below. The dynamometer brake noise testing was done at NUCAP's global R&D Center using pads manufactured to the FMSI Reference D833. The brake effectiveness testing was carried out in also this reference per SAE J2522 (AK Master Test procedure), to further assess the composite back-plate design's performance and durability during and after use.

Table 5. Noise and brake effectiveness testing carried out for D833 phenolic composite pads. Note various methods of NVH reduction are tested.

Test #	FMSI #	Test Procedure	Test Description
NU-15C-N1993	D833	SAE J2521 1-18	PHENOLIC-CORE LCB PAD WITH ADHESIVE

Test #	FMSI #	Test Procedure	Test Description
NU-15C-N1994	D833	SAE J2521 1-18	PHENOLIC-CORE LCB PAD WITHOUT ADHESIVE
NU-15C-N1999	D833	SAE J2521 1-18	PHENOLIC-CORE LCB PAD WITH ADHESIVE
NU-15C-N2002	D833	SAE J2521 1-18	PHENOLIC-CORE LCB / PAD CHAMFERED AND SLOTTED
NU-15C-N2013	D833	SAE J2521 1-18	PHENOLIC-CORE LCB / PAD CHAMFERED AND SLOTTED / PC LUBE
NU-15D-N2014	D833	SAE J2521 1-18	PHENOLIC-CORE LCB / PAD CHAMFERED AND SLOTTED / SM10833 LUBE
NU-15D-N2016	D833	SAE J2521 1-18	PHENOLIC-CORE LCB / PAD CHAMFERED AND SLOTTED / SM10833 LUBE / REPEAT
NU-15D-AKM2023	D833	SAE J2522 AK Master 6 BURNISH	USED PHENOLIC-CORE LCBs

Results

3.3.1 Dynamometer Noise Tests

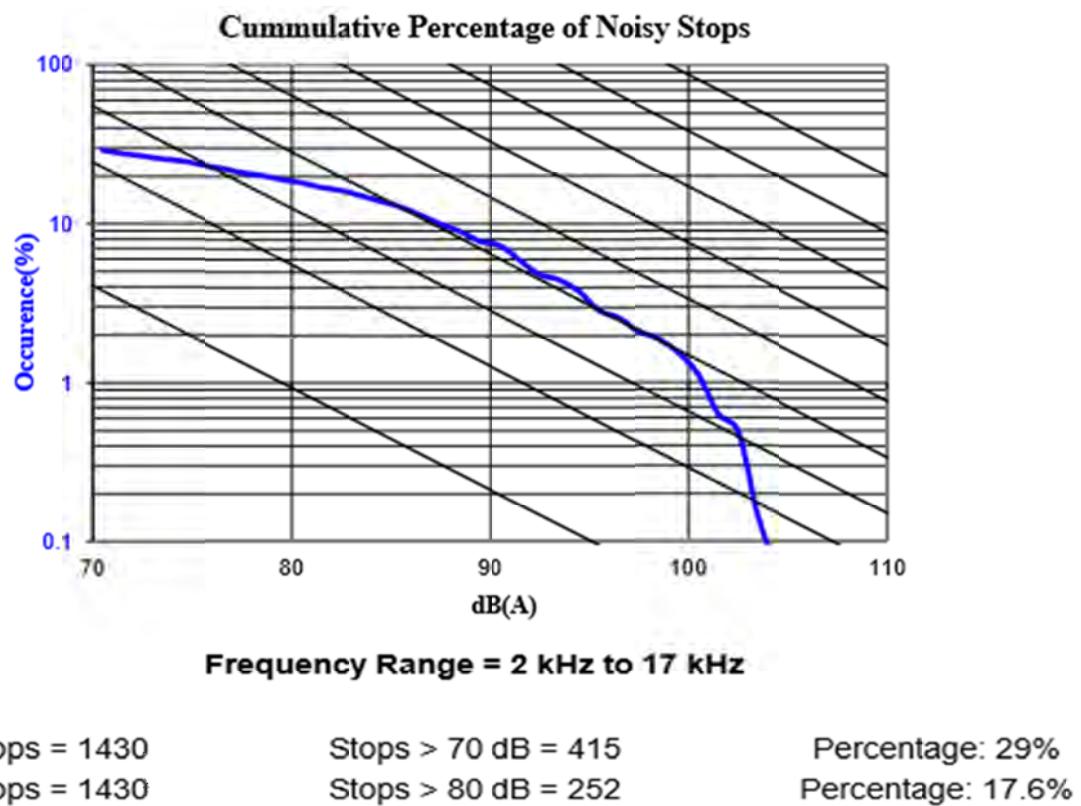
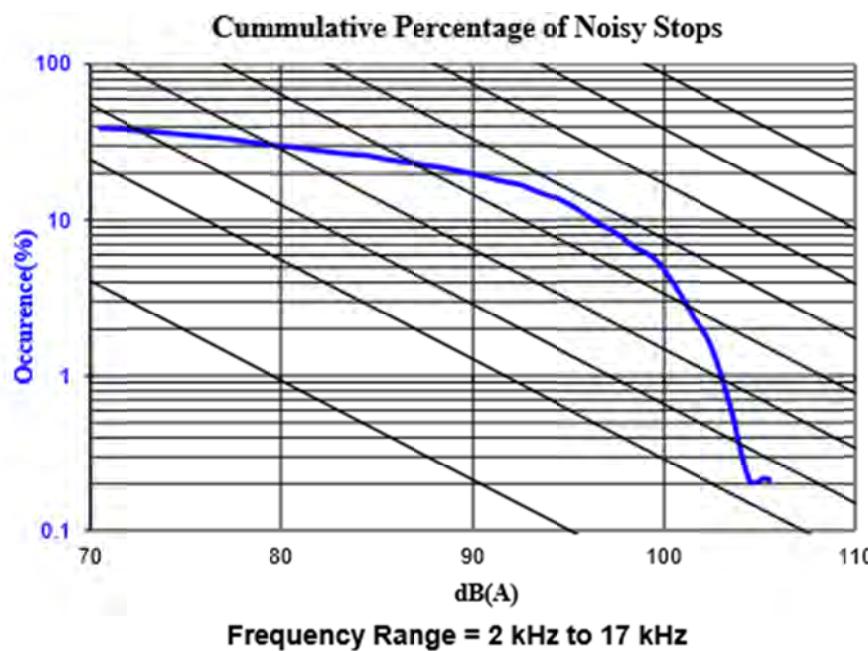


Fig. 8. NU-15C-N1993; phenolic-core LCB pad with adhesive.



Total Stops = 1430

Total Stops = 1430

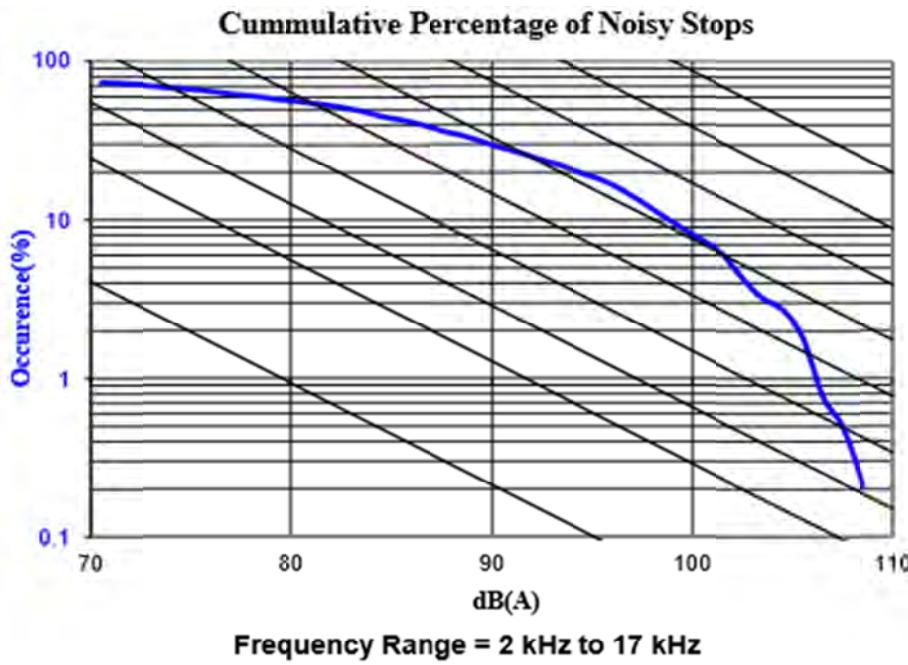
Stops > 70 dB = 557

Stops > 80 dB = 414

Percentage: 39%

Percentage: 29%

Fig. 9. NU-15C-N1994; phenolic-core LCB pad without adhesive.



Total Stops = 1430

Total Stops = 1430

Stops > 70 dB = 1051

Stops > 80 dB = 786

Percentage: 73.5%

Percentage: 55%

Fig. 10. NU-15C-N1999; phenolic-core LCB pad with adhesive.

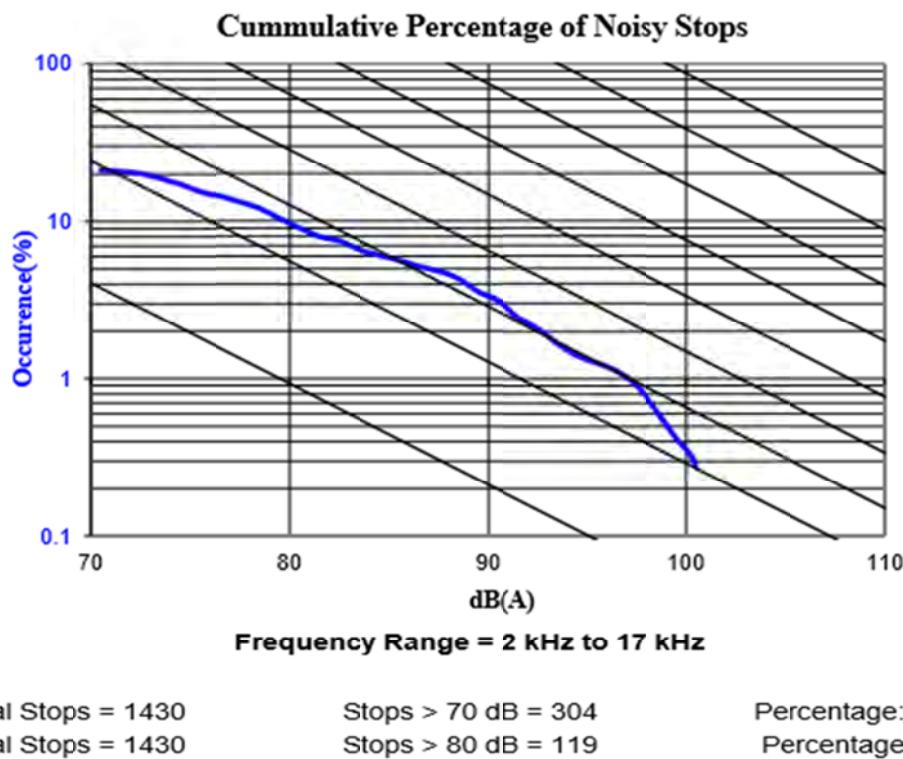


Fig. 11. NU-15C-N2002; phenolic-core LCB pad / chamfered and slotted

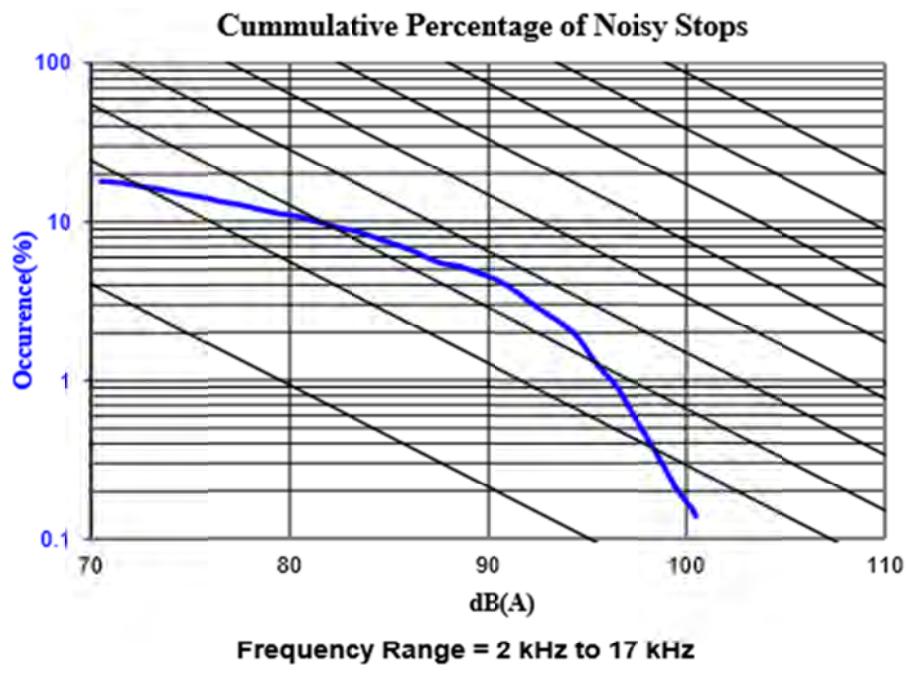


Fig. 12. NU-15C-N2013; phenolic-core LCB pad / chamfered and slotted / lubricant on piston side.

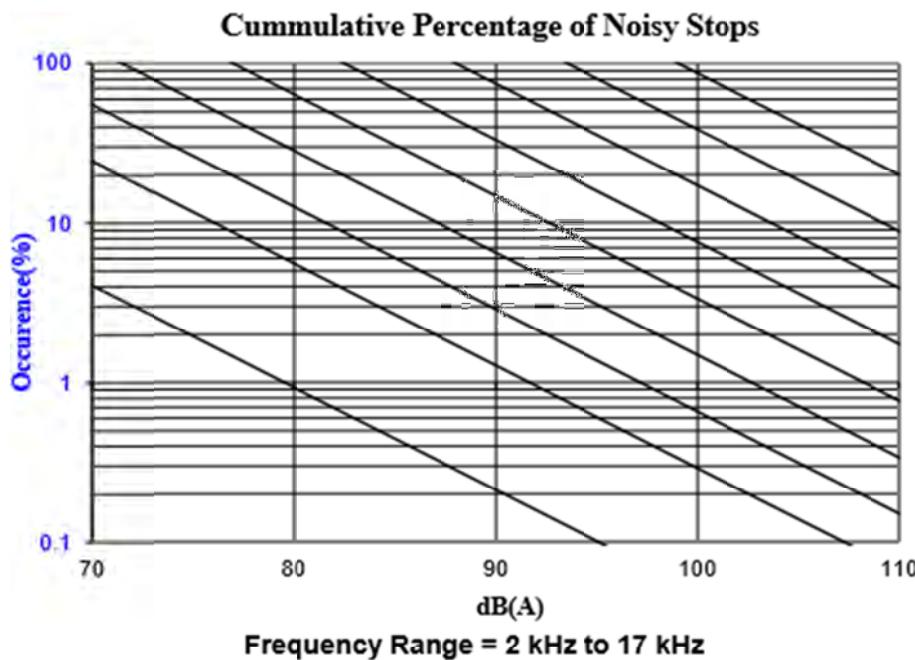


Fig. 13. NU-15D-N2014; phenolic-core LCB pad / chamfered and slotted plus SM 10833 insulator, plus lubricant on piston side.

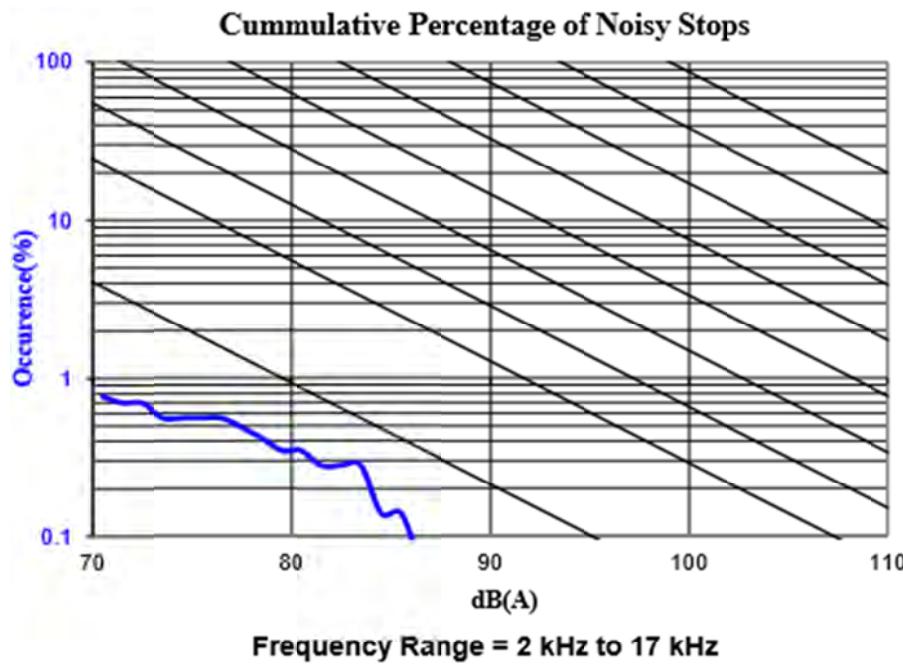


Fig. 14. NU-15D-N2016; phenolic-core LCB pad / chamfered and slotted plus SM 10833 insulator, plus lubricant on piston side (above) - repeated.

The noise test result summaries shown above simply demonstrate that the brake pads with a phenolic-core light-weight composite back-plate (LCB) have NVH characteristics comparable with brake pads with solid steel back-plates, in the sense that they can be modified or improved with the use of appropriate pad geometry, insulators and lubricants, as may be required. We did note, however, that the iterative approach from a base or “black” pad to a low-/no-noise pad was relatively shorter, carrying an implication for reducing overall brake development / application cycle times.

3.3.2 Brake Effectiveness Test: Phenolic-core LCB pad / Chamfered



Fig. 15. NU-15D-AKM2023; phenolic-core LCB pad / chamfered, after SAE J2522 AK Mater brake performance testing.

Similar to the results of the ISO 26865 test procedure performed on the D1203 phenolic-core LCB pads, the phenolic-core LCB D833 pad back-plates also showed no delamination, no cracking, or any other evidence of deformation to the piston/insulator surface from the SAE J2522 AK Master test. The abutment tabs did not show any signs of wear, and the edge condition was reasonably uniform around the periphery of the plate, though some minor chipping was observed, similar to the D1203 plates.

4 Discussions

With the importance of automotive lightweighting becoming increasingly obvious as legislative deadlines in various parts of the world approach, the need for back-plate manufacturers to participate in this effort and provide viable solutions and designs has become extremely urgent. While the phenolic resin-based core LCB option offers the greatest weight savings, and does not share the failure modes of the aluminum and friction material core options, it is still possible that these designs will need to evolve. For the time being, however, this paper recognizes the phenolic resin-based core LCB design as by far the most promising.

Light Stamping + Molding vs. Heavy Stamping

Focusing on the phenolic-core composite design, manufacture, and subsequent testing, we can start seeing potential manufacturing advantages even at the prototype development stage. From a production stamping standpoint, it may be noted that each of the face plates can be easily stamped in using one-third or less of the tonnage required to blank a 9-mm thick solid steel back-plate. In addition to press tonnage, the machinery and energy required simply to uncoil and flatten a 9-mm thick steel coil is such that the stamping of two separate 2 mm or 3 mm steel plates hardly increases manufacturing complexity as one might imagine. More detailed production studies, of course, are envisioned in order to verify this point.

On the subject of stamping, it is also worth noting that in order to reduce roll-over common to heavy gauge stamping, significant material must be added to the material scrap frame. The thicker the steel gauge, the more the impact to scrap requirements. Finally, difficult extra operations to shave the abutment surfaces of the solid steel back-plate to achieve the required perpendicularity and surface finish would also no longer be required. Even the prototype mold used to produce the prototype LCB plates furnished a uniform edge condition equal to the most optimal fine blanking, and did so across the entire thickness of the LCB plate with no need for any secondary operations.

As briefly noted above, achieving required flatness for a 9 mm thick solid steel back-plate is a very difficult task in a stamping die. This is why the tolerance for flatness on CV solid steel back-plates is typically higher (or, more generous) than on passenger vehicles. Positive-molding phenolic-core LCB pads under pressure keeps the relatively thinner steel plates pushed flat against the mold tooling, and this has

produced LCB pads with a more consistent and repeatable lower flatness level. Separate from the lower weight advantage, this technology in and of itself offers the potential to produce pads for applications that require very tight flatness. It is likely that the thermal stress behavior of the composite back-plates will be different from what is observed when solid steel back-plates are molded to the friction material. The expectation is that, once post-cured, the phenolic-core LCB plate would not deform to a concave or convex shape, so producing plates with “bow” in order to compensate friction material contraction may no longer be required.

ISO 26865 Performance Test

The ISO 26865 brake performance test is aggressive with respect to the wear and tear on the backing plate; therefore, it was chosen for this validation. Subsequent validations using AMS and Mountain Descent are also planned. The results have shown that the NRX mechanical bond to the phenolic resin produces LCB back-plates that are strong enough for the most extreme duty applications. While some deformation was observed at the piston contact point, this issue can be resolved either with local reinforcement, or design changes to the face plate thicknesses used on the piston and the friction sides. Further development in this direction is envisaged and has begun.

SAE J2521 Noise Performance Tests

The noise tests performed on the D833 pads with phenolic-core LCBs demonstrate that while noise events did occur, these can, with relatively few iterations, be reduced to acceptable levels using the same “noise tool kit” in common use today. The exceptionally positive results observed when a tabbed (or clip-on) insulator was used with lubricant (1 noise event recorded at $> 70\text{dB}$) suggest that there may be noise dampening properties innate to the phenolic-core LCB structure. This is also the subject of further downstream work as is the collection of comparative FRF data with and without friction material. A further possibility to tailor noise dampening characteristics into the pad through specific modifications of the light-weight phenolic core material offers yet another means to ensure that component mass reduction need not be accompanied by an increased noise propensity.

SAE J2522 AK Master Performance Tests

The D833 phenolic resin composites stood up to the brake performance testing without failure and in better condition than the D1203 plates subjected to the ISO 26865 testing, which is explained by the fact that the D833 plate is significantly

smaller in size than the D1203, and that the SAE J2522 testing procedure is significantly less aggressive than the ISO 26865. It does establish, expectedly, that the light-weight composite back-plate (LCB) design is also suitable for Passenger Cars, besides Commercial Vehicles. In both tests, the pads with the LCB plates were put through several heat cycles, and performed without noticeable effect from the high temperatures.

5 Conclusion

The application of light-weight composite technology to a brake pad back-plate, particularly when coupled with a phenolic resin-based core, is a feasible solution offering significant component weight reduction potential in addition to heat management and NVH advantages. It is believed that the costs associated with additional processes such as NRX application, molding, and the phenolic resin-based core itself, can be partially offset by cost savings resulting from a substantially simpler and more efficient steel stamping process, reduced steel demand, as well as the advantages of an up to 40% weight reduction in shipping and logistics considerations.

With the need for vehicle weight reduction quickly becoming one of the most important challenges facing the automotive industry today, any reduction to the unsprung mass of the vehicle becomes exponentially more important as it also allows further weight reduction to the sprung mass. The presented light-weight composite back-plate (LCB) offers an excellent opportunity to meet that challenge as well.

6 Recommendation

It is recommended that further scientific research and experimental development be carried out on the present LCB for brake pads. Additional industry standard comparative testing for characteristics such as brake drag, torque hysteresis, high temperature durability, etc., should be performed, not only for validation against solid steel plates, but also versus other varying ratios of phenolic-core Vs. steel face plate thickness, so as to further optimize the strength-to-weight ratio of this innovative design.

7 References

- [1] Department of Transportation -National Highway Traffic Safety Administration, <http://www.safercar.gov/fuel-economy>
- [2] Department of Transportation -National Highway Traffic Safety Administration, http://www.safercar.gov/staticfiles/rulemaking/pdf/cafe/cafe_fines-07-2014.pdf.
- [3] P. Mody – NUCAP, Advantages of a Cost-effective Mechanical Attachment for Brake Pads, EuroBrake 2017 Conference, Dresden/Germany, May 2017.
- [4] ZF-TRW Chassis Systems - NRS used on Multiple OEM Applications per Specification A0004U0375 (S-14323601)
- [5] Carlos Agudelo - Link Engineering, Confirmed during the ISO TC22/SC33 meeting in Berlin, November 2015.

Centre of pressure shifting with pneumatically actuated disc brakes

Michael Pehle

BPW Bergische Achsen, Wiehl, Germany

pehle@bpw.de

1 Problem

Disc brakes assembled in the conventional style suffer from system-induced tangential diagonal wear to active linings.

This is explained by the two moments acting on the active brake lining.

The moment M_s arises due to the frictional force F_s multiplied by the lining thickness d . Therefore it depends on the level of brake wear and reduces with increasing wear.

The moment M_t arises due to the friction of the lining in the carrier, whereby the lining is pressed with the force F_s when the brake lining is shifted further toward the brake disc. M_t is independent of the wear, thus constituting the constant proportion of the total moment. Unfortunately, both moments act in the same direction and thus they are added together.

The result is that the lining is pressed more heavily towards the brake disc on the inflow side and wears down quicker at this spot.

1.1 Diagonal wear (in theory)

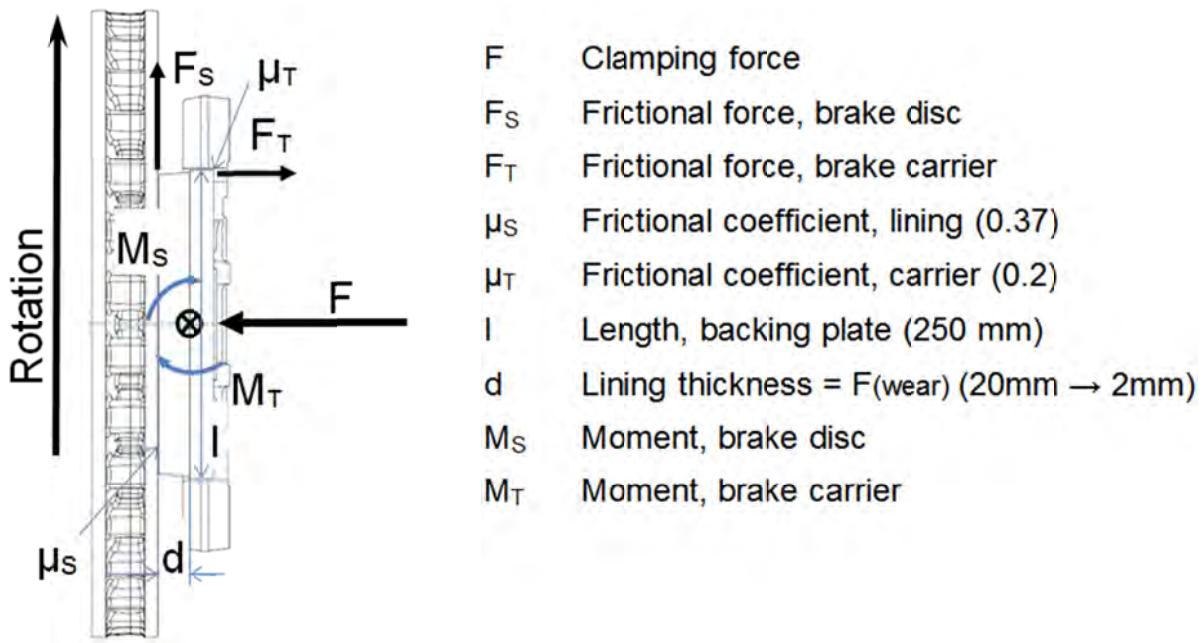


Fig. 1: Forces and moments on the brake lining

$$M_T = F_T \cdot \frac{l}{2}$$

$$F_T = F_S \cdot \mu_T$$

$$M_S = F_S \cdot d$$

$$M_{ges} = M_T + M_S = F_S \cdot \left(\frac{l}{2} \cdot \mu_T + d \right)$$

$$F_S = (F - F_T) \cdot \mu_S$$

$$= F \cdot \mu_S - F_S \cdot \mu_T \cdot \mu_S$$

$$\Leftrightarrow F_S \cdot (1 + \mu_T \cdot \mu_S) = F \cdot \mu_S$$

$$\Leftrightarrow F_S = F \cdot \frac{\mu_S}{1 + \mu_T \cdot \mu_S}$$

$$M_{ges} = F \cdot \frac{\mu_S \cdot \left(\frac{l}{2} \cdot \mu_T + d \right)}{1 + \mu_T \cdot \mu_S}$$

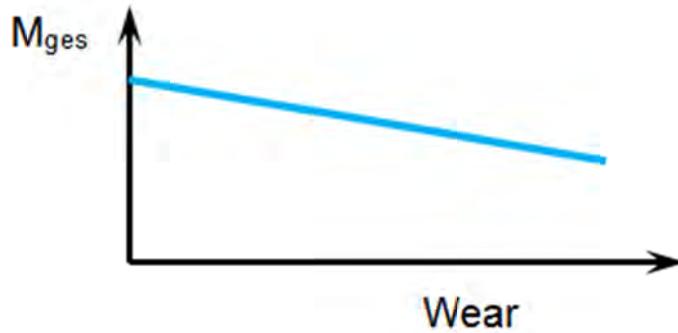


Fig. 2: Qualitative depiction of the total moment

The total moment of the brake lining may be reduced through the wear, yet remains positive.

1.2 Diagonal wear (in practice)

If no suitable countermeasures are taken, the wear volume of the linings cannot be used optimally, which leads to the incomprehension of our customers.



Fig. 3: Diagonal wear of a brake lining



Fig. 4: Diagonal wear of a brake lining

2 State of the art

The designers try to configure the brakes so that diagonal wear is prevented, or is at least kept to an acceptable limit. There are a variety of options for achieving this:

Dual-piston brakes

In the field of pneumatic disc brakes as they are deployed in the commercial vehicle industry, the most renowned countermeasure is the use of a dual-piston clamping mechanism. The operating force is transferred onto the brake lining via two pistons and a broad base. Once slight diagonal wear has set in, the piston on the outflow side presses harder on the lining, thus stopping the diagonal wear.

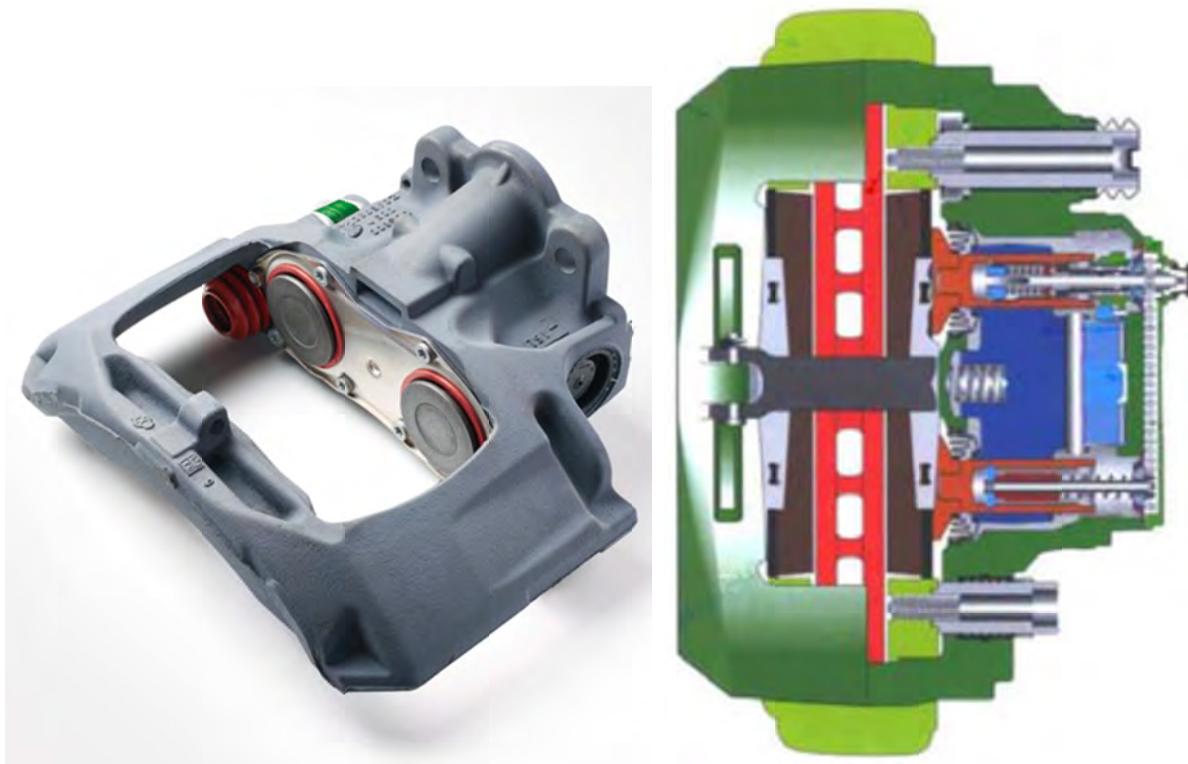


Fig. 5: Dual-piston clamping

The result of this design is very stable brakes with which even large brake moments can be achieved. The brakes are also rotation direction-independent.

Brake carrier groove

Single-piston solutions are increasingly being employed in the trailer sector (source: Paul Thomas, Meritor, EuroBrake 2017). Here too, attempts are being made to curb diagonal wear with appropriate designs. One example of this is the groove in the brake carrier.

A pressure plate is inserted between the actuating piston and the active lining. On the inflow side, this plate has a lug which runs into a diagonal groove in the brake carrier. During clamping, the pressure plate must move against the motion of the active lining and develops a counter torque through this obstruction.

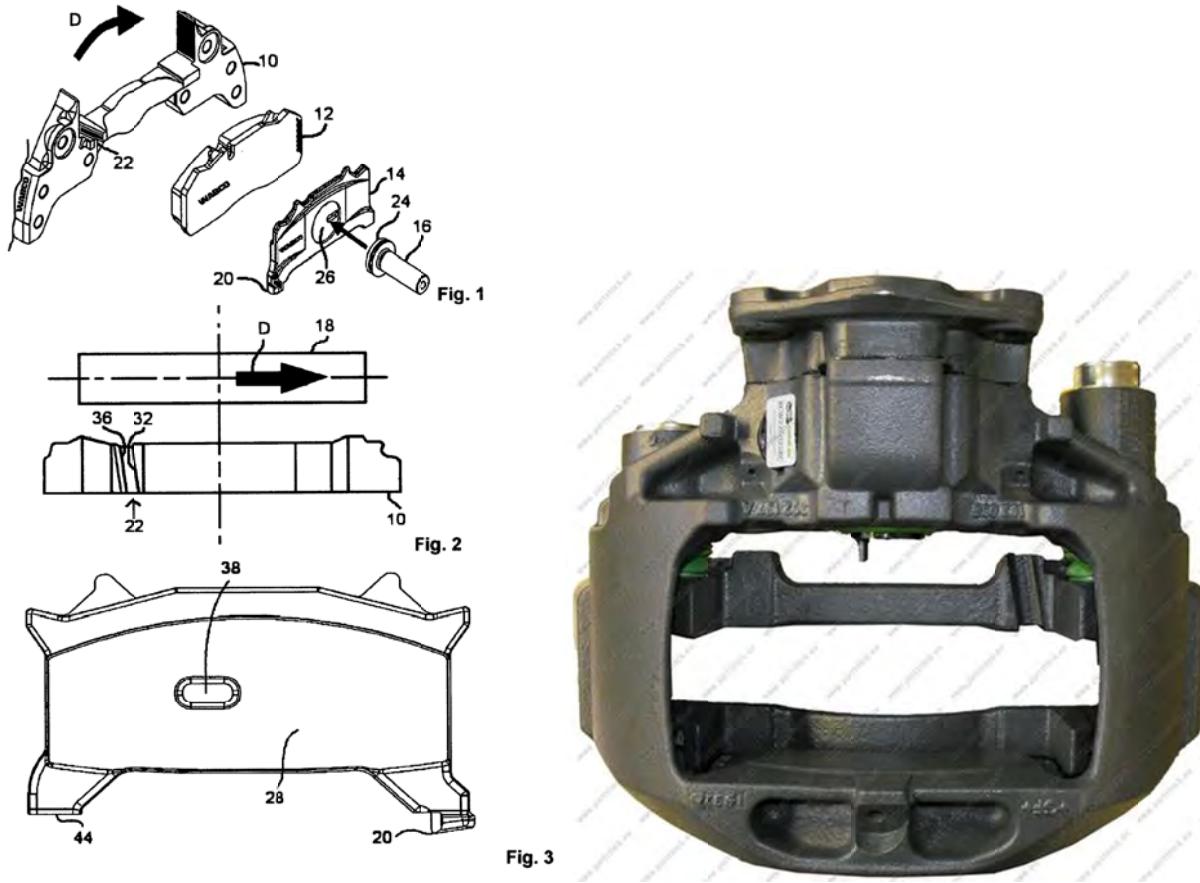


Fig. 6: Pressure plate with duct in the brake carrier

A constant moment is produced by this measure. The effect of the counter torque can be influenced by the choice of groove angle. This design only works in one direction of rotation.

Hydraulic brakes

Two examples are cited here from the field of hydraulic passenger vehicle brakes.

1. Differing piston diameters

In the case of dual-piston callipers, the counter torque is achieved through using different piston diameters. With the same hydraulic pressure, the piston with the larger diameter on the outflow side produces greater clamping force. The desired counter torque is developed.



Fig. 7: Brake calliper with differing piston diameters

2. Hammerhead linings

With single-piston brakes a counter torque can be achieved by reversing the direction of the moment M_T . Pulled rather than pushed linings – so-called 'hammerhead' linings – induce a reversed brake carrier moment. This design requires a large installation space in the brake calliper, however, meaning that it is not employed in commercially used vehicle due to the wear volume required.

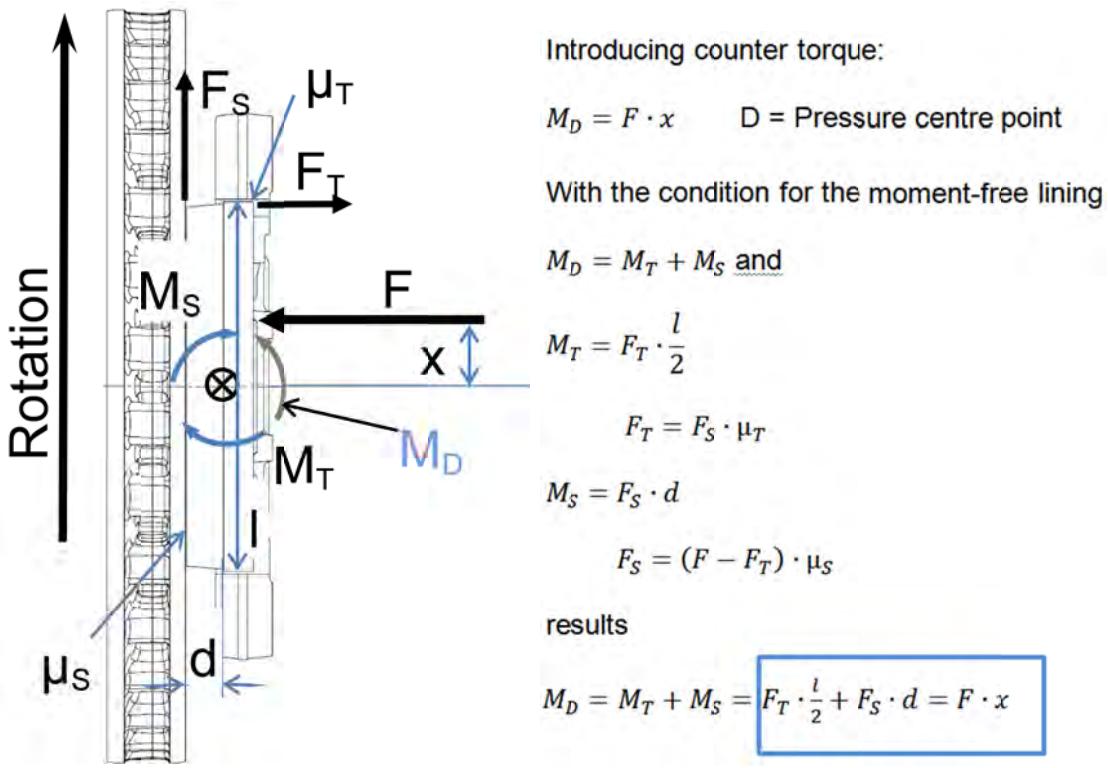


Fig. 8: Example of a hammerhead lining

3 Theoretical solution

The solution presented here combines the idea of the counter torque with that of the single-piston clamping in a pneumatically actuated mechanical commercial vehicle brake.

The counter torque is achieved by shifting the entire clamp in the circumferential direction. By shifting the pressure centre point by the amount x , the moment $M_D = F \cdot x$ is generated, which opposes both system-induced moments as a constant amount.



$$x (d=20\text{mm}) = 15.5 \text{ mm}$$

$$x (d=2\text{mm}) = 9.3 \text{ mm}$$

Fig. 9: Counter torque M_D

The optimum shift is reduced with increasing wear from 15.5 mm to 9.3. The design then has to be optimized for a shift between these limit. With new linings, the counter torque is thus too low; inversely, towards the end of the lining service life, it is too high.

As a result, an alternating diagonal wear is to be expected. First on the inflow side; finally, on the outflow side. Shift x is to be chosen so that the lining is worn parallel to the backing plate upon reaching the wear limit.

Moment on the lining:

$$M_{ges} = M_T + M_S - M_D = F_T \cdot \frac{l}{2} + F_S \cdot d - F \cdot x$$

$$M_{ges} = F \left(\frac{\mu_T \cdot \mu_S}{1 + \mu_T \cdot \mu_S} \cdot \frac{l}{2} + \frac{\mu_S}{1 + \mu_T \cdot \mu_S} \cdot d - x \right)$$

↑ ↑ ↑

Constant Falling Negative

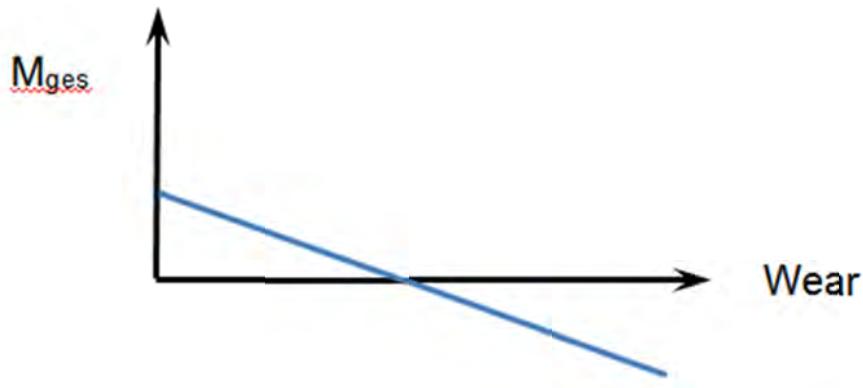


Fig. 10: Qualitative depiction of the total moment

Qualitatively, the total moment is shifted downwards in parallel. This principle does of course depend on the direction of rotation.

4 Implementation in the calliper

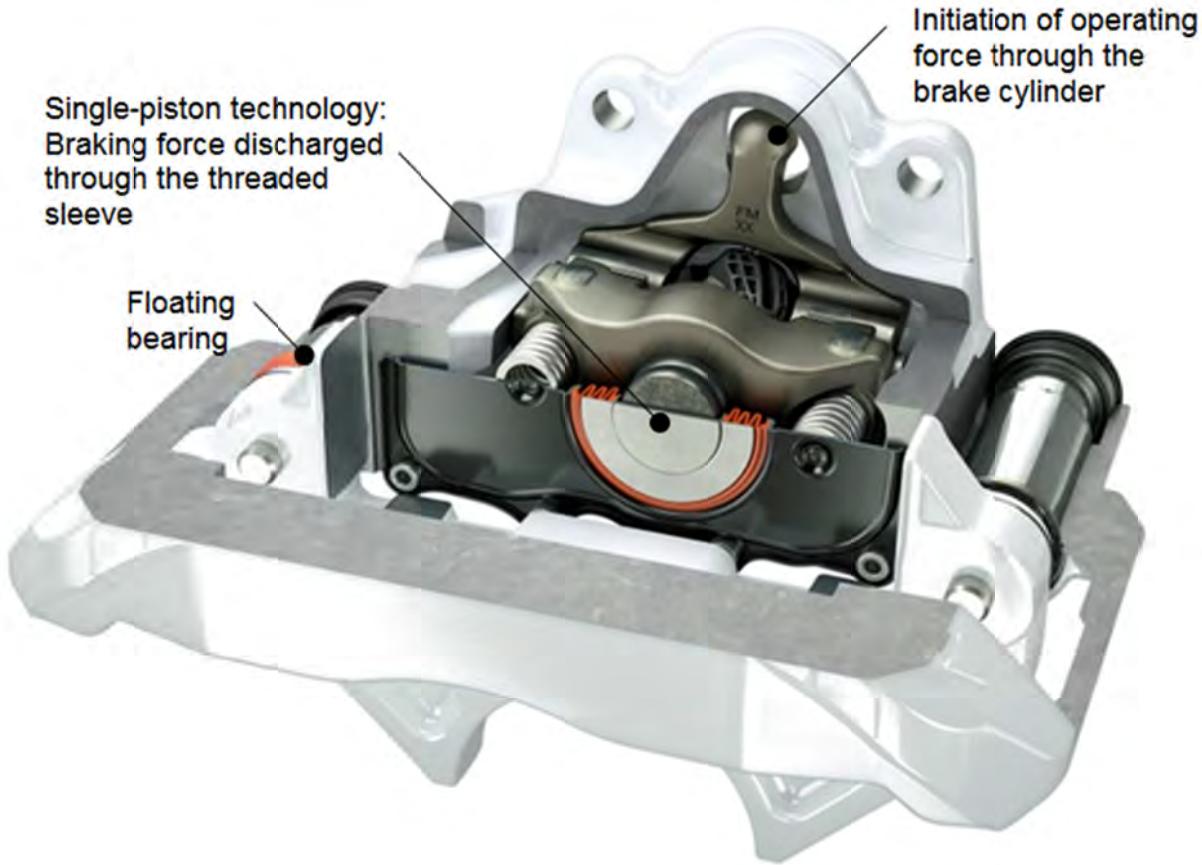


Fig. 11: Brake calliper cross section with angled clamp

The clamping unit is angled toward the lining centre by 4.5° . This results in a shift in the pressure centre point by 13 mm. The calliper bearing thus poses a design limit to the shift.

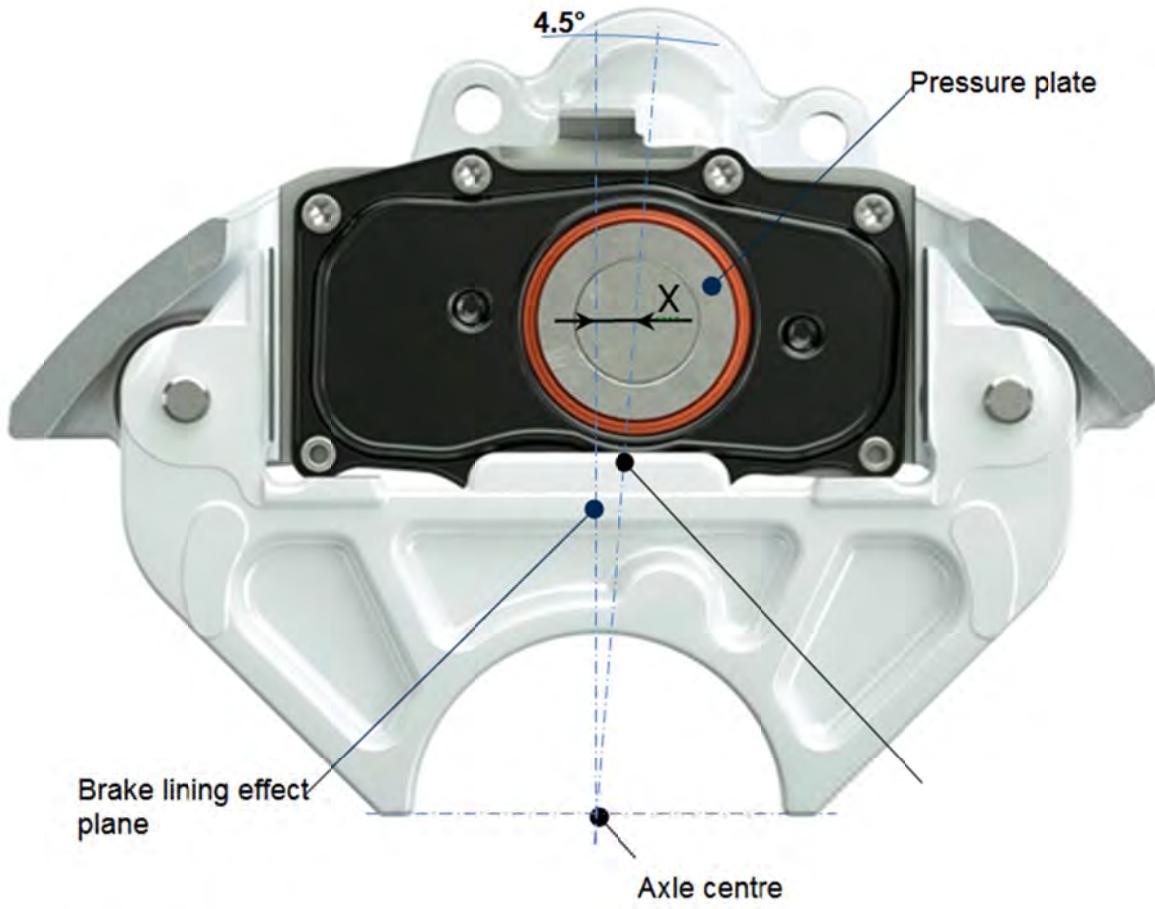


Fig. 12: Pivot angle and pressure point shift

5 Experiment results

The effectiveness of the pressure centre point shifting can be proven in driving trials. A journey with changing temperature conditions through Westerwald, Eifel and the Bergisches Land is observed over more than 15,000 km. The diagonal wear of the linings is measured and documented at short, regular intervals.

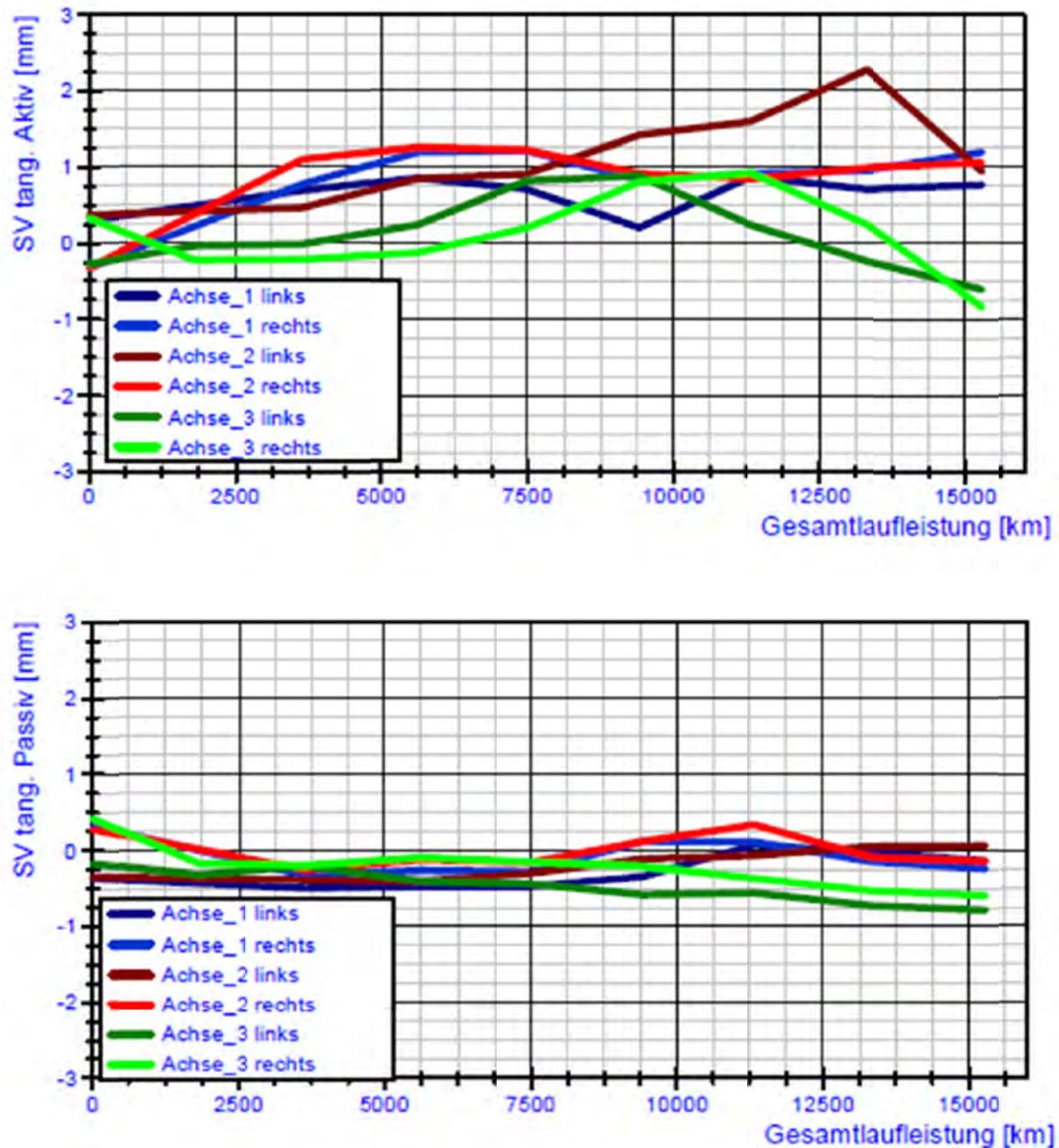


Fig. 13: Diagonal wear during the course of the driving trial

While the passive lining always stays considerably below the permissible limit of 2 mm of tangential diagonal wear (bottom image), you can see the influence of the pressure centre point shift on the active lining very clearly (top image).

Dual-piston brakes were used on axles 1 and 2. The blue and red curves show a corresponding wear curve. The diagonal wear quickly reaches an amount of 1 mm and remains constant from that point.

After initial diagonal wear of 1 mm, the wear of the brakes with the pressure point shift which were installed on axle 3 goes into the negative; and, upon reaching the wear limit, achieves a diagonal wear of -0.8 mm (green curves).

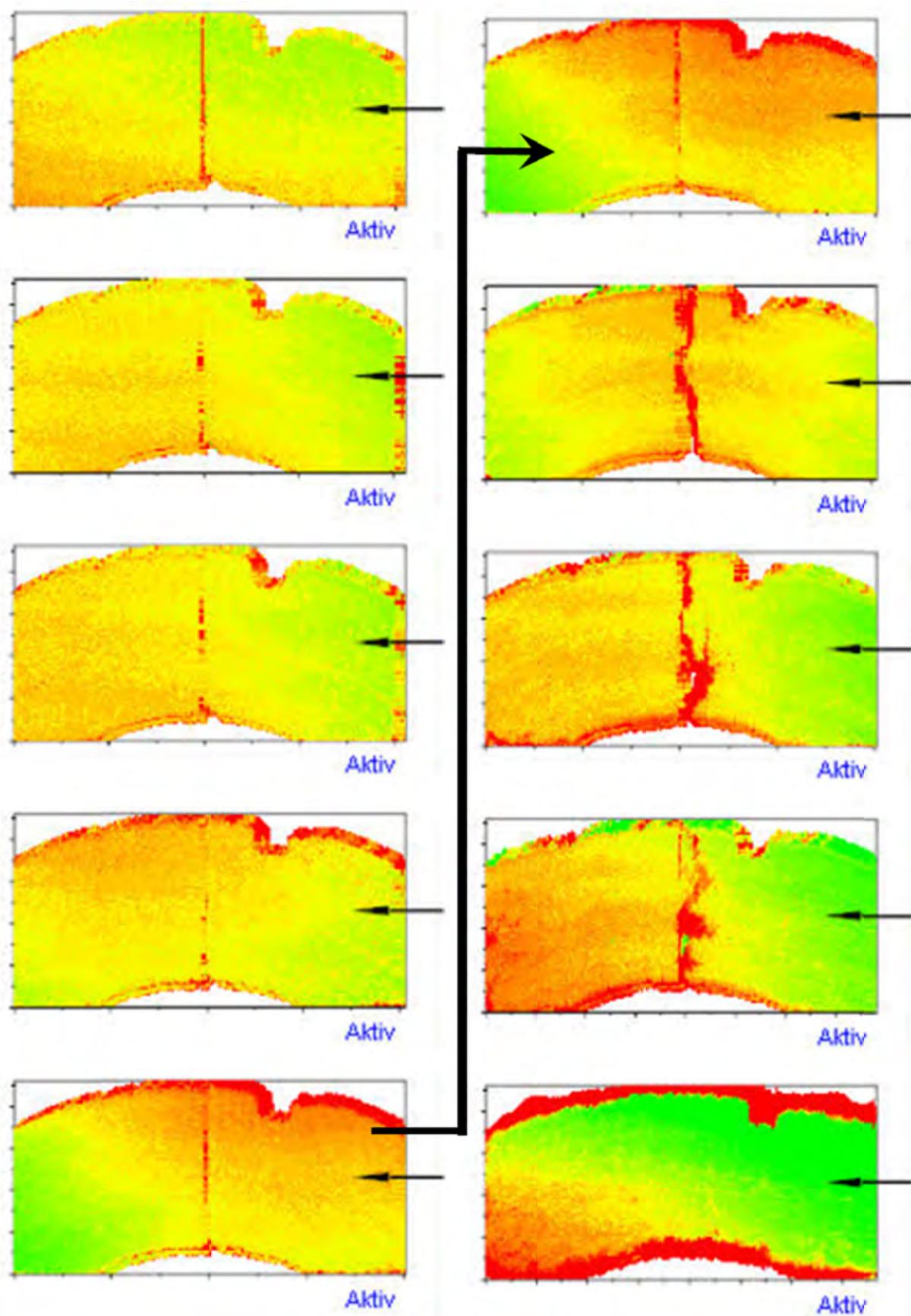


Fig. 14: Measurement of the linings during the course of the driving trial

The 10 measurements of the linings during the trial also show this forth-and-back tendency of the wear pattern clearly.



Fig. 15a: Linings after completing the driving trial



Fig. 15b: Linings after completing the driving trial



Fig. 15c: Linings after completing the driving trial

An optimum wear pattern can be realised after the driving trial.

6 Summary

There are various design approaches for preventing diagonal wear in disc brakes. Sometimes they differ considerably depending on the field of application in mechanical or hydraulic brakes. Also decisive in terms of principle applied are boundary conditions such as installation space, rotation direction dependency and complexity.

This presentation describes the transferring of an idea from the field of passenger vehicle brakes into a mechanical brake as used in pneumatically actuated brakes for commercial vehicles.

By shifting the pressure centre point of the clamp by 13 mm, a constant moment is generated on the brake lining which counteracts the natural diagonal wear.

The effectiveness of this system is proven using the example of a driving trial over 15,000 km. In the meantime, road trials in China and Australia have concluded with similar results.

The principle will be transferred to series production with the BPW TS2 in the summer of 2018.

eascay – The Five Dimensions of the Transformation of the Automotive Industry

Christoph Stürmer

PricewaterhouseCoopers GmbH Wirtschaftsprüfungsgesellschaft,

Stuttgart, Germany

christoph.stuermer@de.pwc.com

Unfortunately, the translation of the script was not available for printing. The German original version you find on page 55.