



Messverfahren zur Analyse der Bremsvorgänge bei Scheibenbremsen

Für die Analyse reibungstechnischer Vorgänge in einer Scheibenbremse während eines Bremsvorgangs existieren keine Messverfahren zur Spannkraft- und Reibradiusmessung sowie keine Verfahren zur Messung der Reibschichttemperatur zwischen den Bremsbelägen und der Brems Scheibe mit geringen Ansprechzeiten. Im Rahmen eines Forschungsprojekts des Fachgebiets Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt wurden in Kooperation mit der TMD Friction Services zwei Messverfahren entwickelt, deren Beispielergebnisse vorgestellt werden.

1 Einleitung und Motivation

Im Laufe der Entwicklung des Automobilbaus wurden die Funktionen einer Fahrzeugbremse, deren Hauptaufgabe die Reduktion der Fahrzeuggeschwindigkeit ist, durch eine Vielzahl von Zusatzfunktionen wie Antiblockiersystem, Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP) oder auch das sogenannte Brake-Disc-Wiping, das bei Regen die Bremsbeläge an die Scheiben anlegt und sie dadurch trocknet, erweitert. Gleichzeitig sind die Anforderungen an die Bremse gestiegen: So müssen zehn direkt aufeinander folgende Vollbremsungen aus 100 km/h (Auto-Motor-und-Sport-Test) erfüllt werden, wobei die Ansprüche an eine Komfortbremse einzuhalten sind: Nicht einmal ein kurzzeitiges Quietschen wird heute akzeptiert.

Mit dem Ziel, die Vorgänge beim Bremsen näher zu untersuchen und zu verstehen, wurde eine Messeinrichtung entwickelt, mit der es erstmals möglich ist, während eines Bremsvorgangs die in der Reibfläche zwischen Belag und Scheibe wirkenden Spannkraften zu messen. Dabei können der Betrag und der Angriffspunkt der Spannkraft sowohl auf der Faust-, als auch auf der Kolbenseite zeitgleich erfasst werden. Weiterhin wird ein Messprinzip zur Erfassung der Reibschichttemperatur zwischen den Bremsbelägen und der -scheibe während eines Bremsvorgangs vorgestellt, mit dem das gesamte Temperaturspektrum mit Ansprechzeiten im Millisekundenbereich erfasst werden kann.

2 Erfassung von Kräften

2.1 Analyse des Systems Bremse und Stand der Technik

Die Grundgrößen der Kräfte in einer Scheibenbremse sind in **Bild 1** zusammengefasst. Aus dem hydraulischen Druck p und der Kolbenfläche A_p resultiert die Spannkraft F_{sp} . Diese bewirkt an den beiden Reibflächen zusammen die Umfangskraft $F_U = F_{sp} \cdot 2\mu$. Mit dem wirkenden Reibradius r_a entsteht das Bremsmoment $M_b = F_U \cdot r_a$. Das Bremsmoment bewirkt schließlich über den dynamischen Reifenhalmmesser im Latsch des Reifens die gewünschte Bremskraft und somit die Verzögerung des Fahrzeugs.

Detaillierte Untersuchungen zeigen, dass diesem Kräftemodell mehrere Vereinfachungen zugrunde liegen. Burckhardt [1] hat die an einem Bremsbelag wirkenden Kräfte genauer betrachtet, wie **Bild 2** links zeigt.

Die Abstützung der Umfangskraft F_U am Stator resultiert in eine zum Bremskolben entgegen gerichtete Kraft $F_{sp,red}$. Dadurch wird deutlich, dass während eines Bremsvorgangs die Spannkraft nicht der Kolbenkraft entspricht. Außerdem kann nicht von einer gleichmäßigen Flächenpressung ausgegangen werden (vergleiche ΔF_{sp} in **Bild 2** links). Auch der Spannkraftangriffspunkt verschiebt sich während einer Abbremsung entsprechend $F_{sp,m}$ und liegt somit nicht auf einer Wirklinie mit der Kolbenkraft.

Weitere Phänomene, die zu einer ungleichmäßigen Flächenpressung führen, sind beispielsweise das Aufweiten der Bremssättel unter steigendem Bremsdruck (entsprechend **Bild 2** rechts), Bremsscheibenschlag oder -dickenänderungen (Disc-Thickness-Variation; DTV) sowie thermische Effekte wie Schirmung der Bremsscheibe.

Die Folgen einer ungleichmäßigen Flächenpressung sind Schrägverschleiß der Bremsbeläge sowie ein höherer Energieumsatz und somit auch höhere Temperaturen an den Stellen größerer Flächenpressung. Höhere Temperaturen wiederum senken die Reibwerte [2] und damit die Leistungsfähigkeit der Bremse. Auch verringert sich der Komfort der Bremse, da schräg verschlissene Beläge die Quietschanfälligkeit erhöhen [1].

Um die Flächenpressung untersuchen zu können, sind mehrere Verfahren entwickelt worden. Stand der Technik sind das spannungsoptische Kugeldruckverfahren [1], Druckmessfolien der Firma Fuji und elektrische Druckmessfolien, zum Beispiel der Firma Tekscan [3]. Diese Verfahren haben neben ihrer begrenzten Genauigkeit (zum Beispiel Tekscan Fehlerangabe $> 10\%$ [3]) den Nachteil, dass sie nur bei stehender Bremsscheibe eingesetzt werden können. Aus **Bild 1** wird aber deutlich, dass die Abstützung der Umfangskraft während des Bremsvorgangs eine veränderte Verteilung der Spannkraft zur Folge hat. Mit dem am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt entwickelten Messsystem ist es nun erstmals

Die Autoren



Dr.-Ing. Thomas Degenstein ist Projektleiter im Bereich Vorausentwicklung Fahrwerk, General Motors Europe. Die dargestellten Ergebnisse wurden während seiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) der Technischen Universität Darmstadt erzielt.



Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner ist Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik (FZD) der Technischen Universität Darmstadt.

ATZ Peer Review

Das Gütesiegel für wissenschaftliche Beiträge in der ATZ. Von Experten aus Forschung und Industrie begutachtet.

Eingegangen 20. Mai 2008
Geprüft 16. Juli 2008
Angenommen 1. August 2008



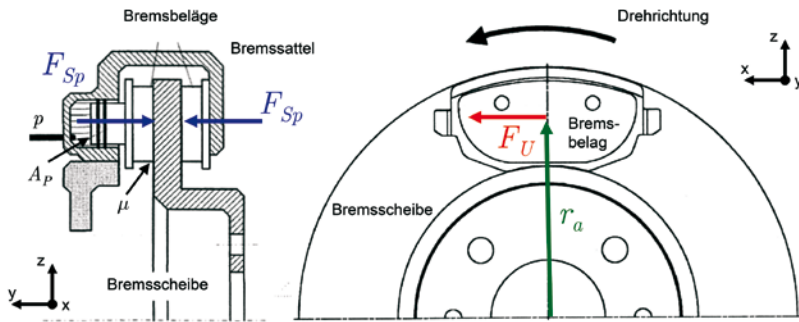


Bild 1: Kräfte an einer Scheibenbremse [1]

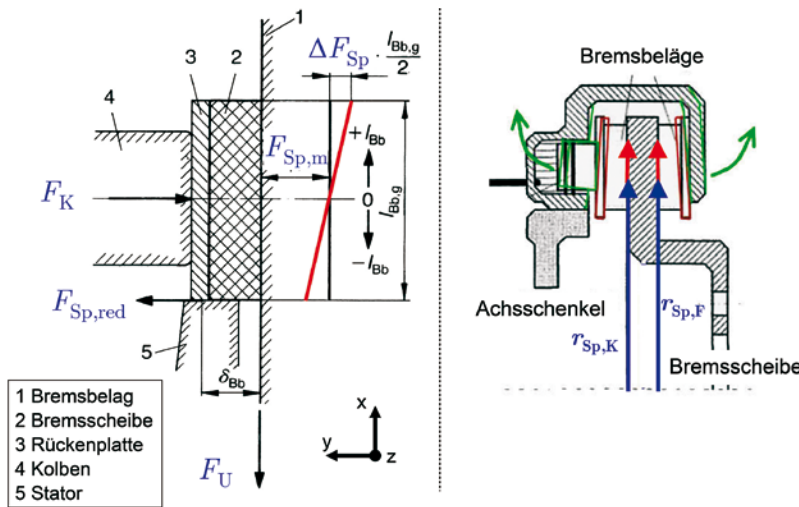


Bild 2: Links: wirkende Kräfte an einem Bremsbelag während eines Bremsvorgangs [1]; rechts: Aufweiten des Bremsstatts unter Bremsdruck

gelingen, während eines Bremsvorgangs die Beträge der Spannkräfte und deren Angriffspunkte auf der Faust- und Kolbenseite zu messen.

2.2 Aufbau und Modellvorstellung des Messsystems

Eine Analyse der Kraftflüsse in einem Bremsattel (beispielhaft wurde ein Zwei-Kolben-Fauststrahlensattel der Firma Continental Teves Typ 2 FNR-Al 42 gewählt) zeigt, dass die optimale Messposition im Reibbelag zu finden ist (ausführliche Erläuterungen in [4]). Ein Vergleich verschiedener Sensorprinzipien mit den Anforderungen führte zur Nutzung des piezoelektrischen Effekts.

In **Bild 3** ist der messende Bremsbelag dargestellt, der im weiteren Verlauf mit iPad bezeichnet wird. Der Bestimmung des Betrags und der Position des Angriffspunkts der Spannkraft liegt die folgende Modellvorstellung zugrunde. In **Bild 4** ist der Bremsbelag als viergeteilter Quader

symbolisiert, an dem die an den Sensoren wirkenden Kräfte eingezeichnet sind. Die Anpressdruckverteilung σ wirkt in der Reibschicht auf die vier Elemente des Kraftmessbelags, die in dem folgenden Bild mit der Resultierenden der Spannkraft F_{Sp} angreift. Zur besseren Übersicht sind die Kräfte in y-Richtung und die an den Sensoren angreifenden Momente nicht dargestellt. Einzelheiten und ergänzende Erläuterungen sind [4] zu entnehmen. Zur Bestimmung der wir-

kenden Spannkraft wird das Summensignal der vier Einzelkräfte gebildet. Der Kraftangriffspunkt wird über ein Momentengleichgewicht in der Sensormesseebene bestimmt.

2.3 Spezifikation und Fehlerbetrachtung

Die Abmessungen der iPads entsprechen den Abmessungen der Originalbremsbeläge. Die reduzierte Reibmaterialschichtdicke beträgt 4 mm, die in einem Serienfahrzeug einer Standzeit von zirka 10.000 km entspricht. Es können Spannkkräfte von 1,2 kN bis 16,5 kN erfasst werden.

Unter Berücksichtigung möglicher Fehlerquellen wie zum Beispiel Drift (zeitliche Änderung der Signale aufgrund endlicher Widerstände der Messkette), Temperaturänderungen und Hysterese blieb sowohl während der Kalibrierung, als auch der Verifikation im Anschluss an die Versuche der Fehler der Messwerte bei senkrechter Kräfteinleitung stets kleiner als 1 %. Die Aufweitung des Sattels, Bild 2, bewirkt jedoch, dass die Spannkkräfte nicht exakt senkrecht eingeleitet werden. Dies führt zu Abweichungen bis maximal 1,3 %. Durch eine gleichzeitig wirkende Schubkraft vergrößert sich der Fehler auf einen maximalen Wert von 1,7 % (Erläuterungen und Nachweise in [4].)

2.4 Ergebnisse

In den folgenden Diagrammen werden die Verläufe der einzelnen Kräfte veranschaulicht. Die Bezeichnungen der Positionen der Sensoren im Bremsbelag sind **Bild 5** zu entnehmen. **Bild 6** zeigt exemplarisch die Verläufe auf der Kolbenseite bei einem Bremsdruck von 40 bar bei einer stehenden Bremsscheibe und während eines Bremsvorgangs aus 15 m/s (beziehungsweise 425/min) zu sehen. Dem Kraftverlauf in Bild 6 ist zu entneh-

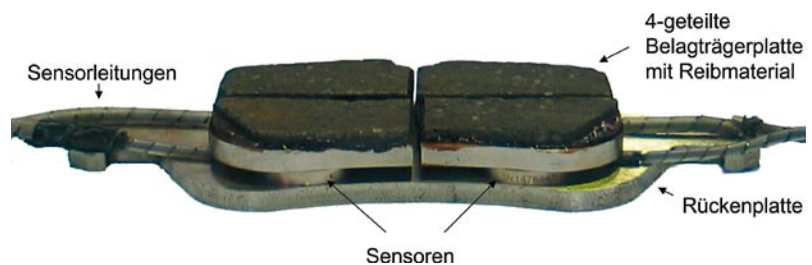


Bild 3: Aufbau des Kraftmessbelags (iPad)

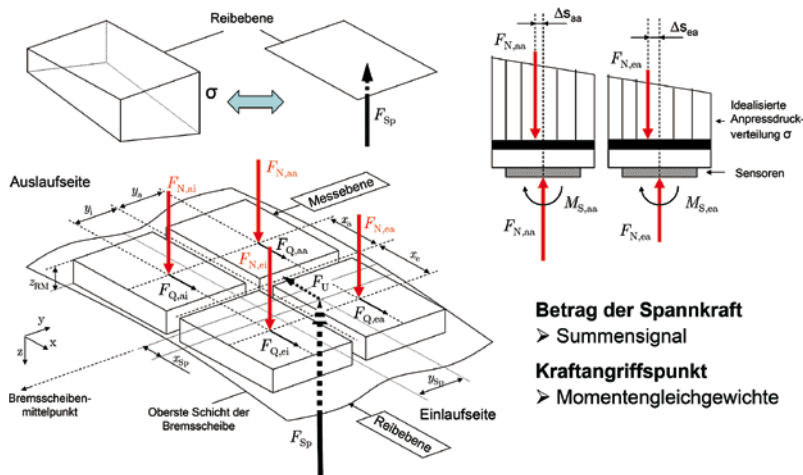


Bild 4: Modellvorstellung des Kraftmessbelags (Auszug, Details in [4])

men, dass in beiden Fällen die äußeren Sensoren die größeren Kräfte übertragen. Dies korrespondiert mit den Überlegungen aus Bild 2, dass sich der Sattel bei höheren Drücken aufweitet. Im Bild 6 rechts sind außerdem Schwankungen der Kraftverläufe zu erkennen. Sie resultieren aus Scheibendickenschwankungen erster und zweiter Ordnung. Auf diese Kraftschwankungen wird später eingegangen.

Im **Bild 7** sind die Ergebnisse der Messungen mit stehender Bremscheibe und für eine Abbremsung aus 15 m/s (425/min) für den faust- und den kolbenseitigen Belag zusammengefasst. Dabei wurden die Mittelwerte der Kräfte der einzelnen Sensoren nach dem eingeschwungenen Zustand des Bremsdrucks gewählt.

Der kolbenseitige Kraftangriffspunkt bewegt sich bei einer stehenden Bremscheibe mit dem Ansteigen des Bremsdrucks von 20 bar auf 60 bar um zirka 10 mm nach außen. Faustseitig ist dieser Effekt mit etwa 12 mm größer, was mit

der Bauart der Bremse zu erklären ist. Während eines Bremsvorgangs verschieben sich die Kraftangriffspunkte zusätzlich in Richtung der Einlaufseite. Dies entspricht der Modellvorstellung nach Burckhardt [1], Bild 2. Werden diese Ergebnisse auf die Änderung des Reibradius' übertragen, ergibt sich für diese Bremse bei 60 bar Bremsdruck eine Erhöhung des Bremsmoments um zirka 7 % durch die Reibradiusänderung.

Im Folgenden werden Bremsmomentenschwankungen, beziehungsweise die im Bild 6 dargestellten Spannkraftschwankungen mithilfe der iPads analysiert. Als Bremsparameter werden ein hydraulischer Druck von 40 bar und eine Anfangsgeschwindigkeit von 30 m/s gewählt. Die Bremscheibe weist bei Raumtemperatur auf dem mittleren Radius eine maximale DTV von 8 μ m auf.

Im oberen Teil von **Bild 8** ist das Bremsmoment, das im Bereich von $\varphi \approx 170^\circ$ bis $\varphi \approx 280^\circ$ der Bremscheibe eine Schwankung von 1,7 % aufweist, dargestellt. Im

Folgenden wird untersucht, wie sich während dieser gebremsten Bremscheibenumdrehung die Beträge und Spannkrafttradien auf der Faust- und Kolbenseite verändern, um die Hauptursache für die Bremsmomentschwankung zu ermitteln. Für den einfacheren Vergleich der Änderungen der Messwerte ist in den Messdiagrammen neben der Bremscheibenstellung auch die Amplitude der Änderung der Messgröße in dem Bereich der 1,7 %-Schwankung des Bremsmoments hervorgehoben.

Zu entnehmen ist, dass die Spannkraft $F_{Sp,K}$ und $F_{Sp,F}$ gleichzeitig steigen und fallen. Die Ursache für diese Spannkraftschwankungen kann somit Bremscheibendickenschwankungen zugeordnet werden. Die Spannkraftschwankungen fallen auf der Faustseite höher als auf der Kolbenseite aus und sind beide größer als die eigentliche Bremsmomentänderung. Die Änderungen der Spannkrafttradien $r_{Sp,K}$ und $r_{Sp,F}$ fallen im Vergleich zu den relativen Änderungen der Spannkraften deutlich geringer aus. Die Minima und Maxima der Reibradien befinden sich bezogen auf den Winkel der Bremscheibe in örtlicher Nähe zu den Minima und Maxima der Spannkraften. Die Messergebnisse bestätigen theoretische Annahmen aus der Literatur, zum Beispiel Eggleston [5], die nun erstmals qualitativ und quantitativ nachgewiesen werden konnten.

Weitere Mess- und Rechengrößen wie der Verlauf des Reibwerts, des Bremsdrucks (mit dem Bremsdrucksignal wird betragsmäßig nur zirka ein Drittel der Spannkraftschwankungen mit einem Zeitverzug von etwa 25 ms erfasst) und die Änderungen der Kraftangriffspunkte während einer Bremscheibenumdrehung dieses Bremsvorgangs sind in [4] aufgeführt. Mit diesen Messergebnissen ist gezeigt, dass die Änderung der Spannkraften, zumindest in diesem Fall, die entscheidende Größe für die Bremsmomentschwankungen ist.

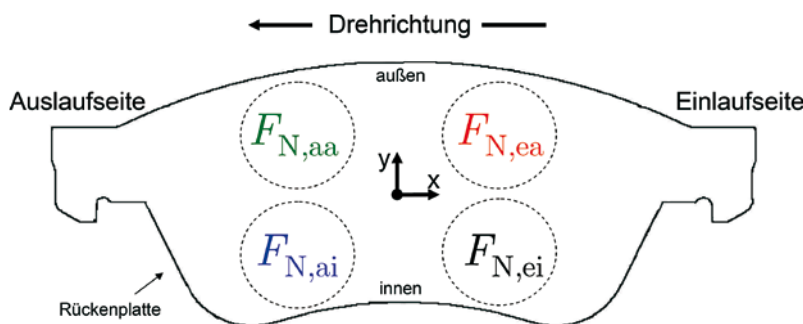


Bild 5: Bezeichnung der Sensoren im Bremsbelag

2.5 Fazit zur Kraftmessung und Ausblick

Mit dem vorgestellten Aufbau ist es nun erstmals möglich, während eines Bremsvorgangs die Beträge und Angriffspunkte der Spannkraften zu messen. Eine Scheibenbremse ohne die iPads ist vergleichbar mit einer Blackbox, zu der lediglich der hydraulische Druck p_{hyd} als Eingangsgröße und das Bremsmoment M_B als Aus-

gangsgröße vorliegen. Mit diesen beiden Größen und Annahmen über den Wirkungsgrad und den Reibradius wurde bislang auf die weiteren Größen geschlossen. Durch den Einsatz der iPads gelingt es, die Spannkraften $F_{sp,i}$, deren Kraftangriffspunkte API und somit die Reibradien $r_{sp,i}$ messtechnisch zu erfassen. Somit „kommt Licht in die Blackbox“ und nun können auch Bremsmomentschwankungen, die sich in Bremsenrubbeln widerspiegeln können, erstmals nach Spannkraft- und Reibradiuschwankungen auf der Kolben- und Faustseite untersucht werden. Weiterhin können mithilfe der iPads der mittlere Reibwert μ_B zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe sowie der Wirkungsgrad η mithilfe der Ein- und Ausgangsgrößen p_{hyd} und M_B berechnet werden (gezeigt in [4]).

Weitere Anwendungen finden sich bei Untersuchungen der von Brems Scheibengeometriefehlern (Schlag, DTV etc.) verursachten Kräfte, die sich in drehzahlabhängigen Änderungen der Kraftangriffspunkte widerspiegeln. Piezoquarzsensoren eignen sich sehr gut für hochfrequente Messungen und sind daher in der Lage, auch Spannkraftänderungen noch im Bereich der Quitschfrequenzen (bis zirka 20 kHz) zu erfassen. Insbesondere werden durch den Einsatz der iPads Möglichkeiten für die Validierung von Bremsmodellen (FE, Mehrkörper etc.) gegeben. Entsprechend des gezeigten Aufbaus können auch Schubsensoren zur direkten Messung der Umfangskräfte und deren Verteilung eingesetzt werden. Auch das Stapeln der gezeigten Piezoquarzsensoren ist möglich, was die gleichzeitige Messung der Spann- und Umfangskomponente und somit die direkte Bestimmung des Reibwerts an allen vier Sensorpositionen erlaubt. Problematisch ist dabei jedoch, dass die Originaldicke der Bremsbeläge überschritten und die Eigenschaften der vorliegenden Bremse, zum Beispiel im Hinblick auf die Kraftabstützung, verfälscht werden.

3 Erfassung der Reibschichttemperatur

3.1 Ziel und Stand der Technik

Das zweite Ziel war die Messung der Reibschichttemperatur zwischen den Brems-

belägen und der -scheibe während eines Bremsvorgangs. Mit dem dabei entwickelten Messsystem wird das gesamte Temperaturspektrum mit Ansprechzeiten im Millisekundenbereich erfasst. Auch konnte erreicht werden, dass der Verschleiß der beiden Reibpartner das Messsystem nicht beeinträchtigt und so ein Messen über die Gesamtlebensdauer einer Bremse erfolgen kann. Eingesetzt werden kann es sowohl als Forschungs- und Entwicklungswerkzeug, als auch aufgrund der geringen Kosten in Serienfahrzeugen.

Heutzutage wird in Serienfahrzeugen die Temperatur der Bremsscheibe nicht erfasst, teilweise werden aber Modelle (zum Beispiel für Antriebsschlupfregelung, ESP und Elektrische Feststellbremse) für eine Temperaturschätzung verwendet. Stand der Forschung ist die Messung mit Thermoelementen, Pyrometern, Thermokameras oder Thermoscannern. All diese Systeme können nur die

Bremsscheibentemperatur neben und nicht unter dem Belag messen. In [1] ist ein dem hier ähnlicher Aufbau zu finden, aber mit dem Ziel der Erfassung lokaler Kräfte.

3.2 Herangehensweise, Methode und Werkzeuge

Die Hauptanforderungen an das neue Messsystem lassen sich mit folgenden Punkten zusammenfassen: Messung der Temperaturen zwischen Bremsbelag und -scheibe, keine Beeinflussung durch das Verschleifen der beiden Reibpartner, Temperaturbereich von $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis zu $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ und geringe Ansprechzeiten. Im Bild 9 ist das eingesetzte Messprinzip dargestellt, bei dem ein Thermoelement nicht über einen Schweißpunkt, sondern über einen dritten Körper aus elektrisch leitendem Material (in diesem Anwendungsfall das Gusseisen der Bremsscheibe) geschlossen wird.

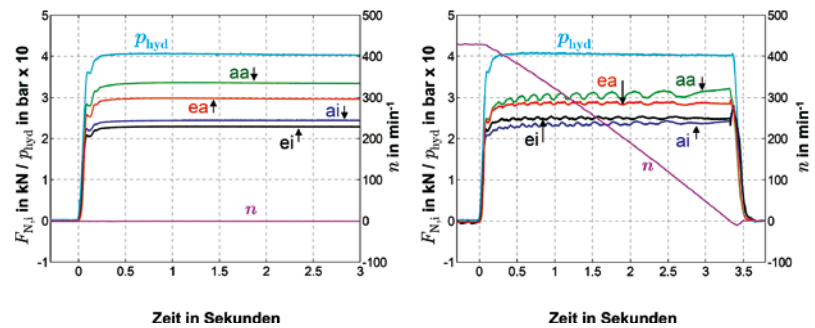


Bild 6: Links: Verlauf der Normalkräfte: stehende Bremsscheibe; rechts: Bremsvorgang

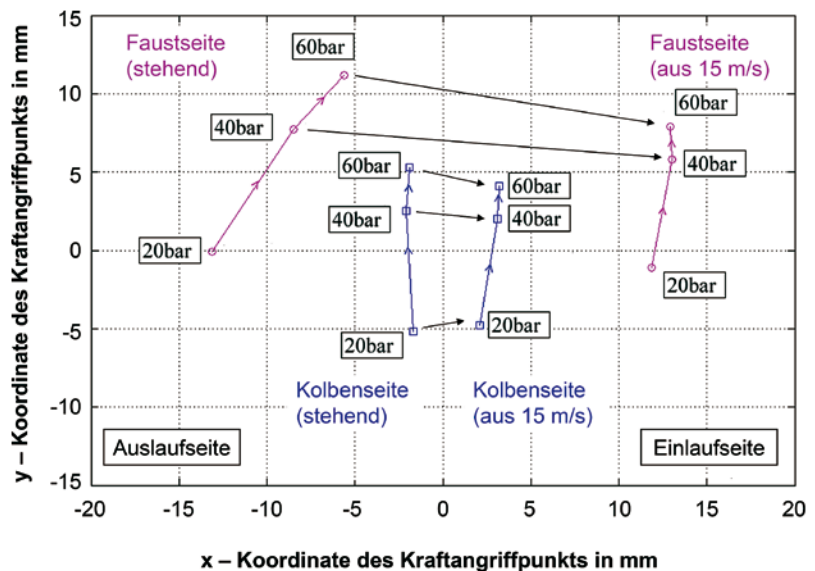


Bild 7: Verschiebung der Kraftangriffspunkte während des Bremsvorgangs

Erfasst wird die Thermospannung, die eindeutig der vorliegenden Temperatur zugeordnet werden kann. Mit der abgebildeten Rechnung ist gezeigt, dass sich diese durch das Fremdmaterial nicht verändert und das Eisen keinen Einfluss auf die Größe des Signals hat, solange keine Temperaturdifferenz zwischen den beiden Kontaktpunkten herrscht. Deutlich wird, dass zum einen die Temperatur direkt zwischen der Bremscheibe und dem Reibbelag gemessen wird und dass der Sensor mit dem Belag zusammen verschleißt und so über die gesamte Belagslebensdauer verwendet werden kann. Durch geeignete Wahl des Isolierungsmaterials der Thermolemente gelang es, sowohl gezielt die Oberflächentemperatur der Bremsbeläge, als auch der Bremscheibe messen zu können. Der Nachweis, dass die offenen Thermolemente nicht signifikant durch die Radgeschwindigkeit und den Bremsdruck beziehungsweise der Flächenpressung beeinflusst werden, ist in [6] gezeigt. Die Thermo-schenkel wurden direkt während der Herstellung der Bremsbeläge mit verpresst (durchgeführt bei TMD Friction).

3.3 Ergebnisse

Im **Bild 10** ist die Sprungantwort eines Standardthermolements und eines über die Bremscheibe geschlossenen Thermo-lements dargestellt. Erreicht wird diese Sprungantwort durch die Kontaktierung der Thermolemente mit einer erwärmten Bremscheibe. Zu entnehmen ist, dass die Temperatur (beziehungsweise die Thermospannung) bei einem offenen Thermolement innerhalb von Millisekunden (rechts) und bei einem Standardthermolement im Bereich von Sekunden erfasst werden kann. Die Änderung ist dadurch zu erklären, dass die wärme-kapazitätstragende Messspitze (Schweißpunkt) zunächst selbst die Temperatur annehmen muss, bevor die gewünschte Thermospannung erzeugt wird. Durch das Schließen der Thermo-schenkel über die Bremscheibe genügt der erste Kontakt

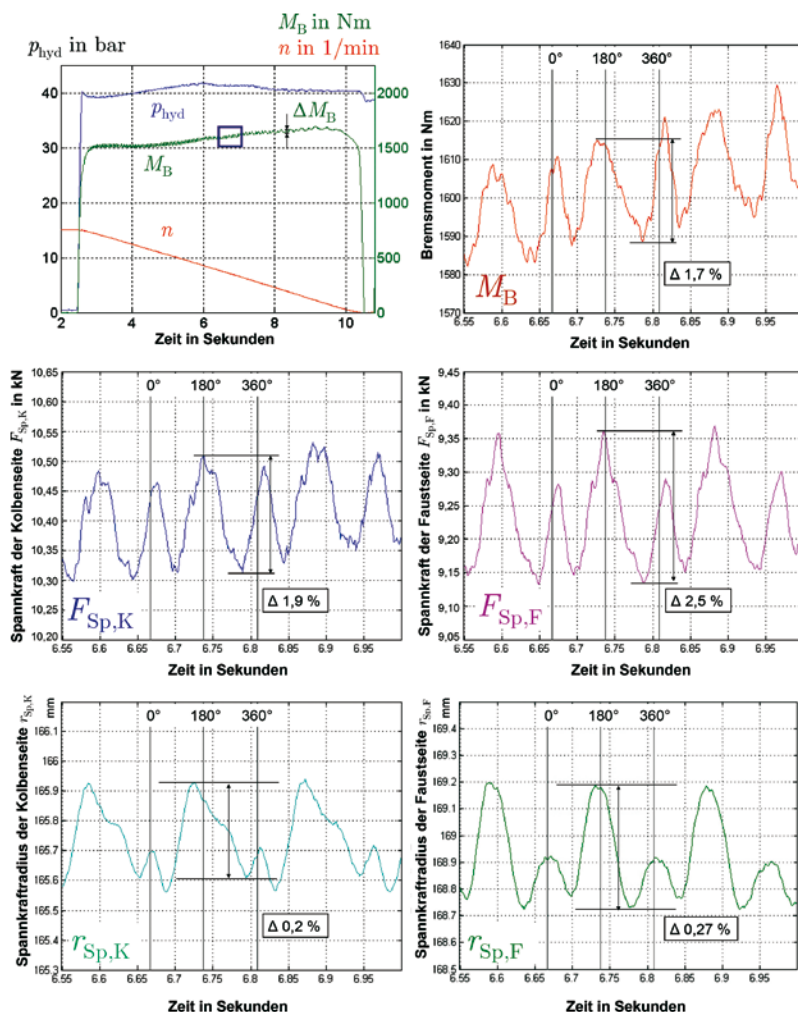


Bild 8: Analyse eines beispielhaften Bremsvorgangs

zur Erzeugung der Thermospannung und das Signal liegt sprunghaft an.

Weiterhin sind die Verläufe der Geschwindigkeit, des Bremsdrucks, der Bremscheibentemperatur (schleifendes Thermolement) und der Temperatur in der Reibschicht (iPad) während einer Abbremsung aus 100 km/h dargestellt. Deutlich wird ein sprunghafter Anstieg der Reibtemperatur, die anschließend während des Bremsvorgangs abfällt. Dies ist durch die Wärmeabfuhr an die Umgebung (primär an die Bremscheibe) und das Sinken der Bremsleistung mit der Ge-

schwindigkeit zu begründen. Im Vergleich dazu ist die Temperatur der Bremscheibe, deren niedrigere Werte, die sich erst gegen Ende des Bremsvorgangs nähern, offensichtlich sind, dargestellt.

3.4 Fazit zur Temperaturmessung und Ausblick

Mit der beschriebenen Messeinrichtung wird eine dynamische Messung der Reibschichttemperatur zwischen den Bremsbelägen und der Bremscheibe ermöglicht. Die Ansprechzeit eines über die Bremscheibe geschlossenen Thermo-lements

Sie wollen sich verändern oder suchen die erste Stelle, dann senden Sie bitte Ihre kompletten Bewerbungsunterlagen an:

tl Engineering GmbH, Schönaustr. 11, 65201 Wiesbaden
 bewerbung@tlengineering.de - www.tlengineering.de
 Tel.: 0611-4060616 - Fax: 0611-4060617

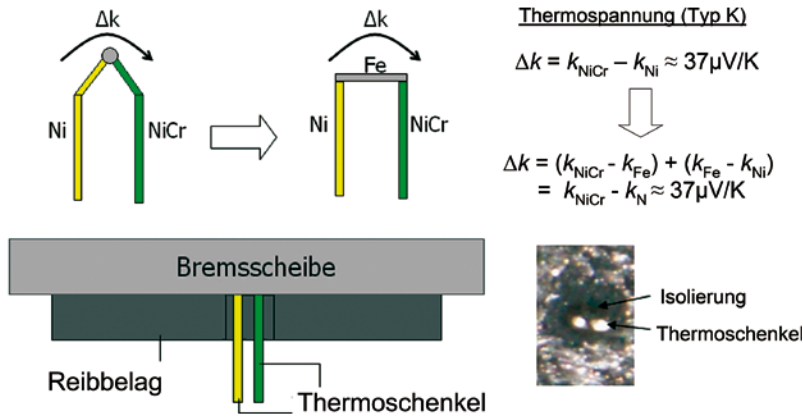


Bild 9: Aufbau des Messprinzips (Theorie und Prototyp)

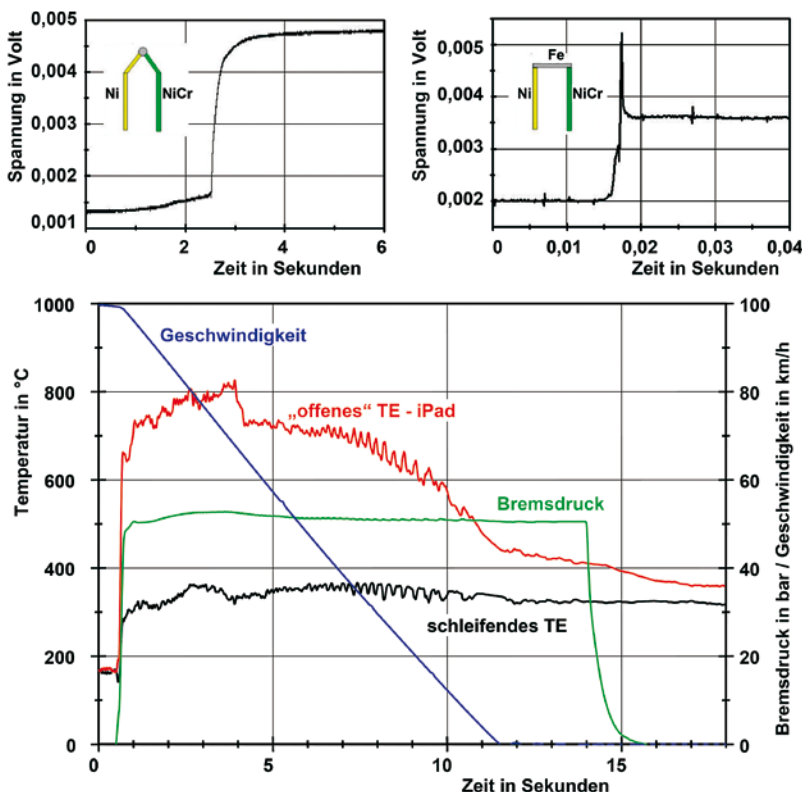


Bild 10: Oben: Sprungantwort eines geschlossen (verschweißten) Thermoelements im Vergleich zu einem „offenen“ Thermoelement; unten: Abbremsung aus 100 km/h mit 50 bar (T: 5 Hz Tiefpassfilter)

ments ist ein Vielfaches kürzer als die eines Standard-Thermoelements. Weiterhin wird ein Einsatz über die Gesamtstandzeit der Bremsbeläge durch die Verschleißfähigkeit der Thermoelemente ermöglicht.

Die Untersuchung der Temperaturen in der Reibschicht eröffnet der Bremsentwicklung neue Wege zur Analyse der Vorgänge in einer Scheibenbremse. So kann zum Beispiel die Entstehung von

Hotspots am Entstehungsort oder auch der Temperatureinfluss auf den Reibwert auch lokal beobachtet werden. Durch den geringen Raumbedarf der Thermoelemente können mehrere Thermoelemente in einen Bremsbelag integriert werden, um so Aussagen über die Temperaturverteilung in der Reibzone zu erhalten. Dieses Werkzeug kann zukünftig dazu beitragen, Neuentwicklungen in kürzeren Zeitspannen zu ermöglichen. Auch

ist ein Einsatz in Serienfahrzeugen denkbar, insbesondere für schwere und leistungsstarke Fahrzeugen als Fading-Warner eingesetzt werden. Nebenbei könnten temperaturgestützte Verschleißschätzer verbessert werden.

Literaturhinweise

- [1] Burckhardt, M.; Reimpell, J. (Hrsg.): Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen, Kap. 7, Vogel Fachbuch Kfz-Technik, Vogel Buchverlag, Würzburg 1991
- [2] Breuer, B.; Bill, K.: Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrtechnik. 3. Aufl., Kap. 3 und 22, ATZ-MTZ-Fachbuch, Vieweg Verlag 2004
- [3] Tekscan: Industrial Sensor Catalog, RevDD_072705, Tekscan 2005
- [4] Degenstein, T.: Kraftmessung in Scheibenbremsen, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 655, Dissertation am FG Fahrzeugtechnik (FZD) an der TU Darmstadt, VDI-Verlag 2007
- [5] Eggleston, D.: Cold Judder. 1999, Technical Bulletin 00029711, Precision Disc Castings, Ltd. Technical Bulletin Series (URL: <http://www.eurac-group.com/technote4.htm>)
- [6] Breuer, B. (Hrsg.): XXVII. Internationales μ -Symposium, VDI-Verlag 2007, S. 50-75

Download des Beitrags unter www.ATZonline.de



Read the English e-magazine. Order your test issue now: SpringerAutomotive@abo-service.info