



Kraftschluss- und Verformungsverhalten von Fahrzeugreifen bei extremen Fahrmanövern

Im Auftrag der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) wurde am Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugtechnik der Universität Karlsruhe (TH) eine repräsentative Auswahl aktueller Fahrzeugreifen auf ihr Seitenkraftübertragungspotenzial und ihr Verformungsverhalten hin messtechnisch untersucht. In diesem Beitrag werden die wichtigsten Erkenntnisse dieses Forschungsvorhabens, bei dem auch extreme Einsatzbedingungen (Radlasten bis 15.000 N und Sturzwinkel bis 20 °) Berücksichtigung fanden, dargestellt.

1 Einleitung

Um das Zusammenspiel zwischen Fahrzeug und Reifen bei dynamischen Fahrmanövern genauer als bisher möglich analysieren zu können, wurde im Rahmen eines Forschungsprojekts eine repräsentative, breitbandige Auswahl aktueller Fahrzeugreifen insbesondere auf ihr Seitenkraftübertragungspotenzial und ihr Verformungsverhalten hin messtechnisch untersucht [1].

Um die Einflüsse der Betriebsparameter zu erfassen, wurden bei diesen Messungen unter anderem Radlasten, Sturz- und Luftdruckwerte variiert, wobei die entsprechenden Vorgabedaten passend zu typischen Trägerfahrzeugen ausgewählt wurden. Besondere Berücksichtigung fanden bei den Messungen auch extreme Einsatzbedingungen, wie zum Beispiel Radlasten bis 15.000 N und Sturzwinkel bis 20 °.

Zur Bearbeitung dieses Projekts wurde der Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugtechnik (damals noch Abteilung Kraftfahrzeugbau des Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau) an der Universität Karlsruhe (TH) eingesetzt. Hierbei kamen eine neu aufgebaute Sechs-Komponenten-Messnabe sowie eine neu entwickelte, berührungslos arbeitende Messeinrichtung zur Erfassung der Kontur von kompletten Reifenseitenwänden im realen Fahrbetrieb zum Einsatz.

Damit konnten zahlreiche Erkenntnisse zum Seitenkraft- und Rückstellmomentverhalten, zur seitlichen Lage des Radlastangriffspunkts sowie zur seitlichen Reifenverformung bei Einwirkung von Querkräften abgeleitet werden.

2 Versuchsprogramm

Um das Verhalten der Fahrzeugreifen systematisch zu untersuchen und um die Einflüsse der Betriebsparameter genau zu erfassen, wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens umfangreiche Messungen durchgeführt. **Bild 1** zeigt eine Übersicht der untersuchten Reifen und des durchgeführten Messprogramms, das sich in zwei Hauptblöcke unterteilen lässt, die Seitenkraftmessungen und die Verformungsmessungen.

Bei den Seitenkraftmessungen kann wiederum zwischen Messungen im frei rollenden Zustand mit quasistationärer beziehungsweise dynamischer Verstellung des Schräglaufwinkels und Messungen mit überlagerter Umfangskraft bei konstant eingestelltem Schräglaufwinkel unterschieden werden.

Bei den Verformungsmessungen wurden die seitlichen Reifenverformungen bei Ge-

radeauslauf und unter Einwirkung von Seitenkräften erfasst. Die Messungen erfolgten im frei rollenden Zustand und mit konstant eingestelltem Schräglaufwinkel.

Die bei den Versuchen eingestellten Radlasten richteten sich nach dem Load Index (LI) des betreffenden Reifens, wobei Radlasten bis zu 167 % der maximalen ETRTO-Last eingestellt wurden.

3 Aufbau der Versuchseinrichtung

3.1 Reifen-Innentrommelprüfstand

Wie bereits erwähnt, wurden die Messungen am Innentrommelprüfstand durchgeführt. Das Innentrommel-Prinzip erlaubt die Montage realer Fahrbahnbeläge (Asphalt oder Beton), wobei Messungen nicht nur auf trockener, sondern auch auf nasser und vereister Fahrbahn sowie auf Kunstschnee möglich sind [2, 3]. Der große Trommel-Innen-durchmesser von 3,8 m bietet den Vorteil, dass die Trommelkrümmung die Reifeneigenschaften nur wenig beeinflusst. Die verbleibende Beeinflussung der Reifeneigenschaften wird durch eine Formel korrigiert, die im Rahmen des TIME-Projekts ermittelt wurde [4].

3.2 Neue 15-kN-Messnabe

Um die am Rad angreifenden Kräfte und Momente bis zu den geforderten hohen Radlasten messen zu können, wurde zunächst eine

Die Autoren



Prof. (i.R.) Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Rolf Gnadler war Leiter der Abteilung Kraftfahrzeugbau und Mitglied der kollegialen Leitung des ehemaligen Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, jetzt Institut für Fahrzeugtechnik der Universität Karlsruhe (TH).



Dr.-Ing. Michael Frey ist Akademischer Rat am Institut für Fahrzeugtechnik der Universität Karlsruhe (TH).



Dipl.-Ing. Hans-Joachim Unrau ist Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Fahrzeugtechnik der Universität Karlsruhe (TH).

Reifentypen		
155/65 R 14 Sommerreifen	195/65 R 15 Sommerreifen	195/65 R 15 Winterreifen
225/55 R 16 Sommerreifen	255/55 R 18 Sommerreifen	255/55 R 18 Winterreifen

Messprogramm		Parameter-Varianten	
Seitenkraft	frei rollend	quasistatische Schräglaufwinkelverstellung	4 x Radlast 2 x Luftdruck 5 x Sturzwinkel 1 x Fahrgeschwindigkeit
		dynamische Schräglaufwinkelverstellung	4 x Radlast 2 x Luftdruck 3 x Sturzwinkel 2 x Fahrgeschwindigkeit
	überlagerte Umfangskraft	Antreiben / Bremsen bei konstantem Schräglaufwinkel	4 x Radlast 2 x Luftdruck 3 x Schräglaufwinkel 3 x Sturzwinkel 1 x Fahrgeschwindigkeit
Verformung			3 x Radlast 2 x Luftdruck 3 x Schräglaufwinkel 3 x Sturzwinkel 1(3) x Fahrgeschwindigkeit

Bild 1: Untersuchte Reifentypen und Übersicht zum durchgeführten Messprogramm

Figure 1: Tested tyres and overview of the conducted measuring programme

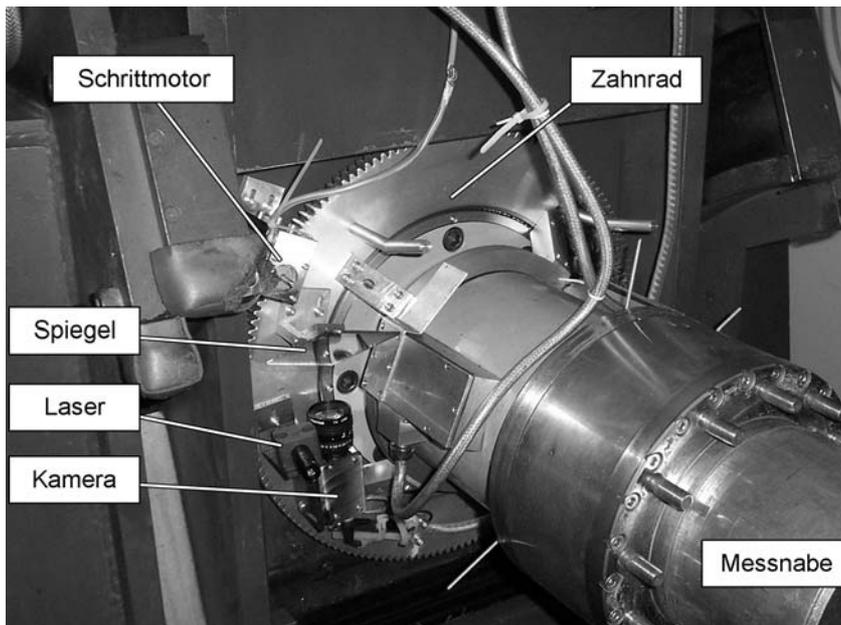


Bild 2: Ansicht der Messeinrichtung zur Erfassung der Reifenseitenwandkontur, montiert an der 15-kN-Messnabe

Figure 2: View of the test equipment for detecting the tyre sidewall contour, mounted on the 15-kN-measuring hub

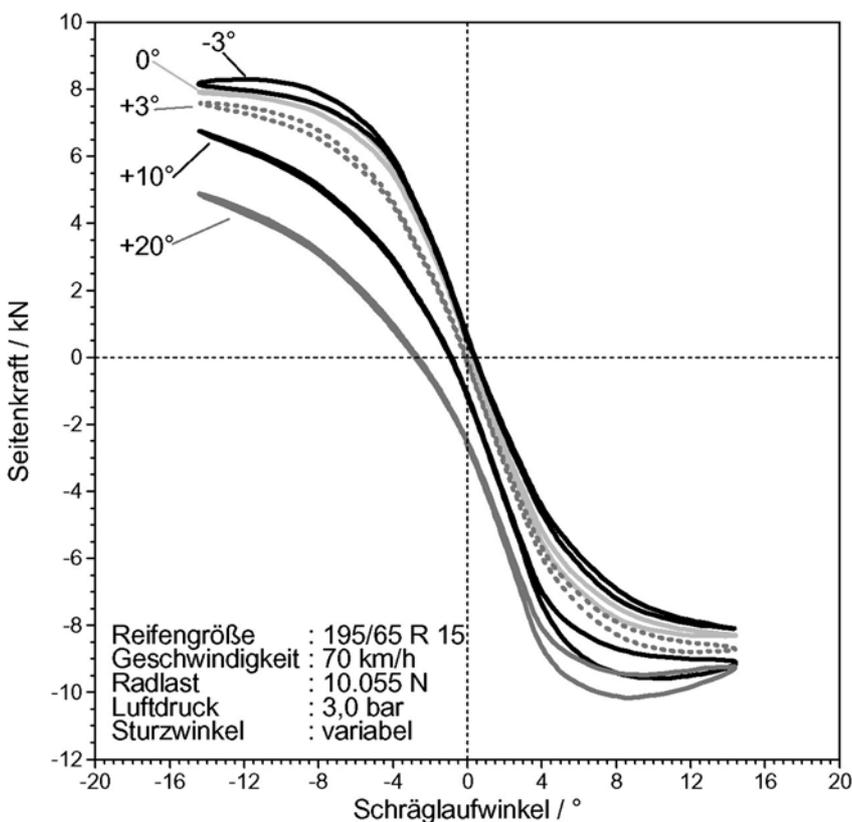


Bild 3: Einfluss des Sturzwinkels auf Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kurven

Figure 3: Influence of the camber angle on the curves for lateral force / slip angle

neue, rotierende Sechs-Komponenten-Messnabe aufgebaut, die einen größeren Messbereich als das bisherige System aufweist. Der Vorteil eines rotierenden Messsystems ist,

dass die Kräfte und Momente direkt zwischen Felge und Radlagerung erfasst werden und somit nicht durch die Lagerreibung verfälscht sind. Gleichzeitig ist durch die Erfas-

sung aller Kräfte und Momente eine vollständige Übersprechkompensation möglich. Der Messbereich der neuen Messnabe wurde so ausgelegt, dass bei Radlasten bis 15 kN gleichzeitig Seiten- und Umfangskräfte mit ebenfalls jeweils 15 kN übertragen werden können.

Die am Rad angreifenden Kräfte und Momente werden bei dieser Messeinrichtung über mitrotierende und mit Dehnmessstreifen bestückte Messbolzen erfasst. Die Signale werden in der mitrotierenden Elektronik-einheit verstärkt, weiterverarbeitet und digitalisiert, so dass sie telemetrisch auf das feststehende System übertragen werden können. Am Messrechner erfolgt in Echtzeit die Transformation vom rotierenden in das feststehende Koordinatensystem.

3.3 Neue Messeinrichtung zur Erfassung der Seitenwandkontur

Die neue Messeinrichtung, **Bild 2**, zur berührungslosen Erfassung der Seitenwandkontur von Reifen arbeitet mit Hilfe des Lichtschnittverfahrens. Hierzu wird ein planar aufgefächerter Laserstrahl radial auf die Reifenseitenwand projiziert. Infolge der gegenüber dem Laserstrahl abweichenden Blickrichtung der Kamera erscheint die Laserlinie auf der gekrümmten Seitenwand verformt. Aus dem Kamerabild lässt sich über einfache geometrische Zusammenhänge die Kontur der Seitenwand berechnen. Wegen der engen Platzverhältnisse wird zusätzlich ein Spiegel eingesetzt, der den Strahlenweg von der Reifenseitenwand zur Kamera verlängert, so dass eine breitere Kontur erkennbar ist.

Die gesamte Messapparatur ist auf einem großen Zahnrad befestigt, welches auf der Messnabe drehbar gelagert ist. Ein Schrittmotor verdreht die Einrichtung während der Messung um 360°, wodurch Aussagen über die komplette Reifenseitenwand möglich werden.

Die Software für diese Messeinrichtung wurde von der Firma LIMESS Messtechnik & Software GmbH [5] erstellt. Sie steuert den Schrittmotor und berechnet aus den aufgenommenen Bildern die Kontur der Reifenseitenwand.

4 Ergebnisse

4.1 Seitenkraftmessungen

Im nachfolgenden Abschnitt werden beispielhaft die Ergebnisse der Seitenkraft- und Rückstellmomentmessungen mit quasistationärer Verstellung des Schräglaufwinkels (1 – 3°/s) dargestellt. Die Ergebnisse der Messungen mit dynamischer Schräglauferstellung sowie diejenigen bei überlagerter Umfangskraft sollen aus Platzgründen nicht behan-

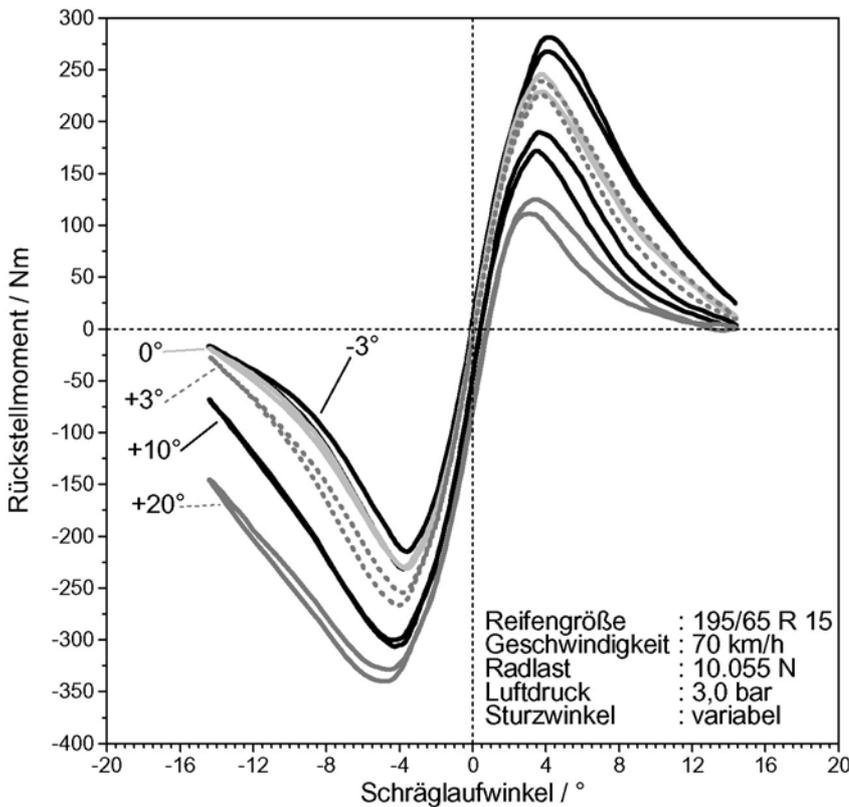


Bild 4: Einfluss des Sturzwinkels auf Rückstellmoment-Schräglaufwinkel-Kurven
Figure 4: Influence of the camber angle on the curves for aligning moment / slip angle

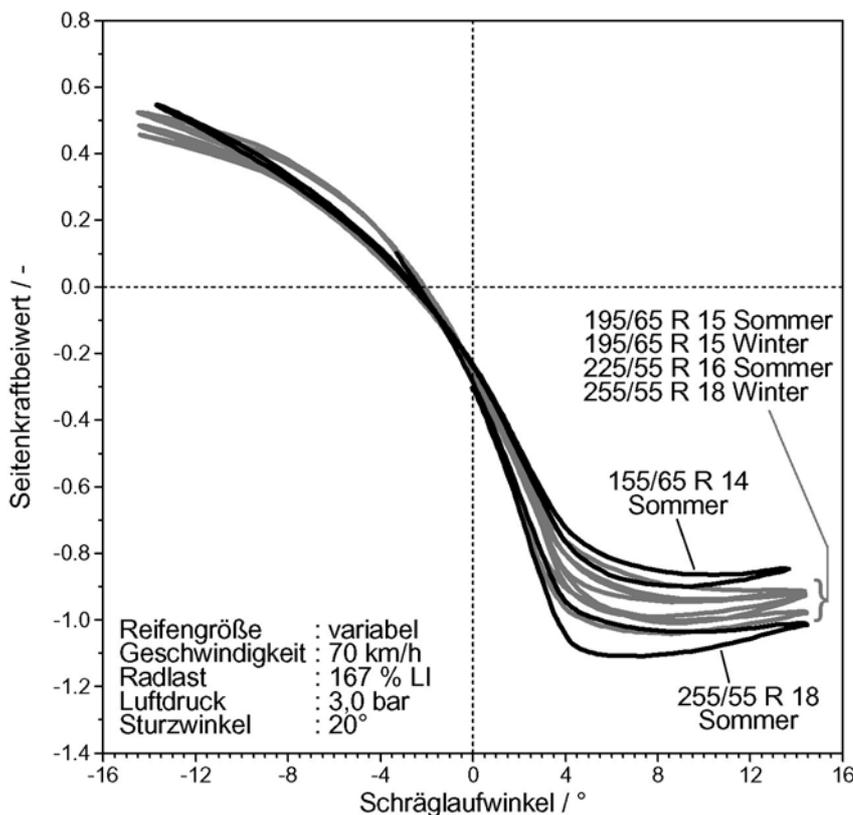


Bild 5: Seitenkraftbeiwert in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für verschiedene Reifen bei 20° Sturzwinkel
Figure 5: Lateral force coefficient vs. slip angle for different tyres with a camber angle of 20°

delt werden, stattdessen sei auf [1] verwiesen.

Zunächst soll der Einfluss des Sturzwinkels auf die Reifenkennlinien beispielhaft für einen Reifen dargestellt werden. In **Bild 3** ist der Einfluss des Sturzwinkels bis hin zu extremen Werten (20 °) auf die Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kurven eines Reifens der Größe 195/65 R 15 gezeigt. Das verwendete Koordinatensystem entspricht dem TYDEX-H-System [6], das sich an den in DIN 70000 festgelegten Koordinatenrichtungen orientiert.

Ein positiver Sturzwinkel bewirkt eine Verschiebung der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kurven hin zu negativen Werten. Insbesondere bei der Kurve für den extremen Sturzwinkel von 20 ° ist festzustellen, dass die Kurven nicht einfach durch Parallelverschiebung aus den Kurven bei 0 ° Sturzwinkel hergeleitet werden können. Durch den Einfluss des positiven Sturzwinkels steigen die Seitenkraftkurven im Bereich positiver Schräglaufwinkel steiler an (betragsmäßig betrachtet), die Maximalwerte sind stärker ausgeprägt und liegen (betragsmäßig) auf höherem Niveau.

Im Bereich negativer Schräglaufwinkel wird der Anstieg mit zunehmendem Sturzwinkel flacher, die erreichten Seitenkraftwerte liegen auf deutlich niedrigerem Niveau. Offensichtlich ist der Einfluss positiver Sturzwinkel im Bereich negativer Schräglaufwinkel größer als im Bereich positiver Schräglaufwinkel. Hierbei ist zu beachten, dass bei Fahrzeugen, die nahe der Kippgrenze fahren (Linkscurve), die Kombination positiver Sturzwinkel mit negativen Schräglaufwinkeln relevant ist.

In **Bild 4** ist der Sturzwinkleinfluss auf die zugehörigen Rückstellmoment-Schräglaufwinkel-Kurven dargestellt. Bei positiven Sturzwinkeln werden die Kurven in Richtung negativer Rückstellmomente verschoben, dadurch nehmen die Beträge der Rückstellmomente im negativen Schräglaufwinkelbereich zu. Dieses Verhalten passt auf den ersten Blick nicht zu der Tatsache, dass im betrachteten Schräglaufwinkelbereich die Seitenkräfte abnehmen, wenn der Sturzwinkel in Richtung positiver Werte verändert wird, **Bild 3**, lässt sich aber durch Betrachtung der Schlupfverhältnisse im Reifenlatsch erläutern: Durch die Stauchung des gestürzten Reifens in eine Form, die einem Konus ähnelt, ergibt sich bei Geradeausfahrt eine Reifenumfangsgeschwindigkeit, die im rechten Latschbereich etwas kleiner ist als im linken Latschbereich (in Fahrtrichtung gesehen bei einem positiven Sturzwinkel). Dadurch entsteht bei einem frei rollenden Rad unter positivem Sturz auf der rechten Seite Bremschlupf, auf der linken Seite Antriebsschlupf, was zu unterschiedlichen Umfangsschubspannungen im rechten und lin-

ken Bereich der Aufstandsfläche führt, die schließlich das bereits erwähnte negative Rückstellmoment bewirken.

Die direkte Gegenüberstellung der Seitenkraftbeiwert-Kurven der sechs untersuchten Reifen in **Bild 5** zeigt, dass alle Reifen qualitativ ein ähnliches Sturz-Verhalten aufweisen. Vergleiche bei verschiedenen Sturzwinkeln zeigten, dass die Reifenbreite den Betrag der Kennlinienverschiebung durch den Sturz entscheidend beeinflusst. Ein schmaler Reifen (155/65 R 14 Sommerreifen) reagiert auf Sturz deutlich weniger als ein breiter Reifen (255/55 R 18 Sommerreifen).

4.2 Cornering Stiffness

Um den Einfluss von Luftdruck und Sturzwinkel auf die Cornering Stiffness übersichtlich darstellen zu können, wurden die entsprechenden Werte aus den Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Messungen im Bereich $\alpha = \pm 1^\circ$ ermittelt und beispielhaft für den 195/65 R 15 Sommerreifen in **Bild 6** übertragen. Der qualitative Verlauf ist für alle Kurven gleich: Die Cornering Stiffness steigt ausgehend von kleinen Radlasten zunächst etwa linear mit der Radlast an, wird dann zunehmend degressiv und fällt schließlich nach Erreichen eines Maximums wieder ab, wobei dieses Maximum jeweils über der 100 %-LL-Last (6.033 N) liegt.

Bei $+20^\circ$ Sturz werden jeweils kleinere Cornering-Stiffness-Werte erreicht als bei 0° Sturz. Des Weiteren ist festzustellen, dass bei kleinen Radlasten die Cornering Stiffness bei niedrigen Luftdrücken etwas größer ist als bei hohen Luftdrücken. Dies folgt aus der Tatsache, dass der Reifenlatsch bei niedrigen Luftdrücken länger ist und somit die Gummielemente bei einem vorgegebenen (kleinen) Schräglaufwinkel weiter ausgelenkt werden, so dass schließlich größere Seitenkräfte und damit größere Cornering-Stiffness-Werte erzeugt werden. Erst bei höheren Radlasten werden die Cornering-Stiffness-Werte bei 3,0 bar Luftdruck deutlich größer als bei 2,2 bar. Hier macht sich dann die größere Steifigkeit des Reifens in Querrichtung bemerkbar, wenn ein höherer Luftdruck eingestellt wird. Es kann außerdem festgehalten werden, dass sich eine Luftdruckerhöhung bei 0° Sturzwinkel stärker auswirkt als bei 20° , wenn der Einfluss auf die Cornering Stiffness bei hohen Radlasten betrachtet wird.

4.3 Bestimmung des Radlastangriffspunkts

Um bei der Simulation extremer Fahrmanöver auch das Kippverhalten eines Fahrzeugs exakt nachbilden zu können, ist die genaue Kenntnis der Lage des Radlastangriffspunkts

von Bedeutung. Daher wurde bei den quasi-stationären Messungen zusätzlich auch die seitliche Verlagerung des Radlastangriffspunkts bestimmt.

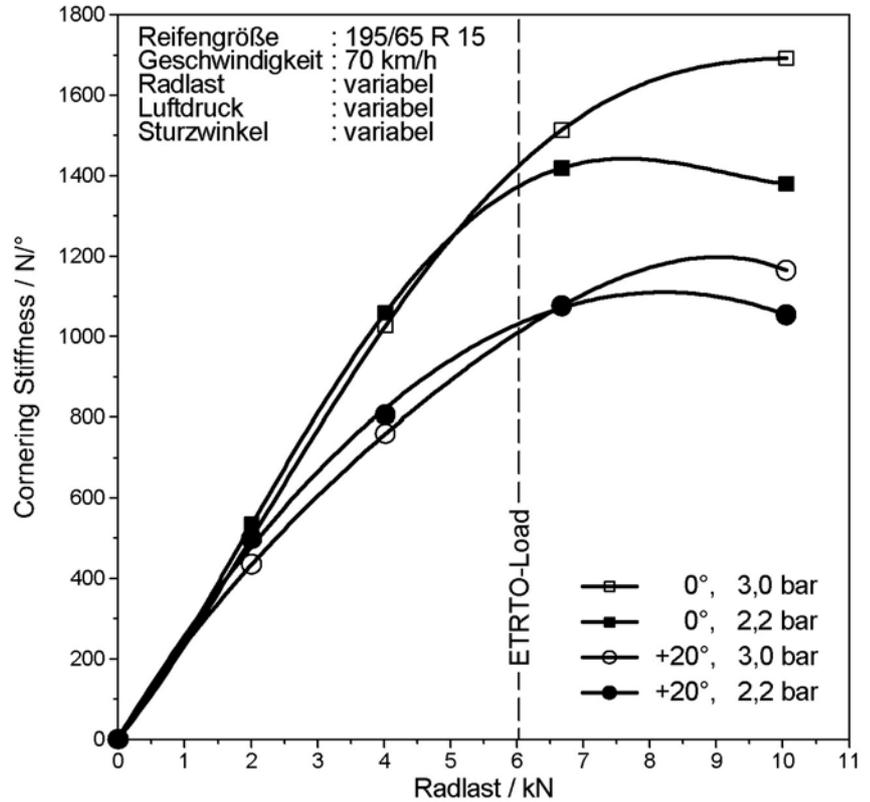


Bild 6: Cornering Stiffness in Abhängigkeit von der Radlast bei verschiedenen Sturzwinkeln
Figure 6: Cornering stiffness vs. tyre load at different camber angles

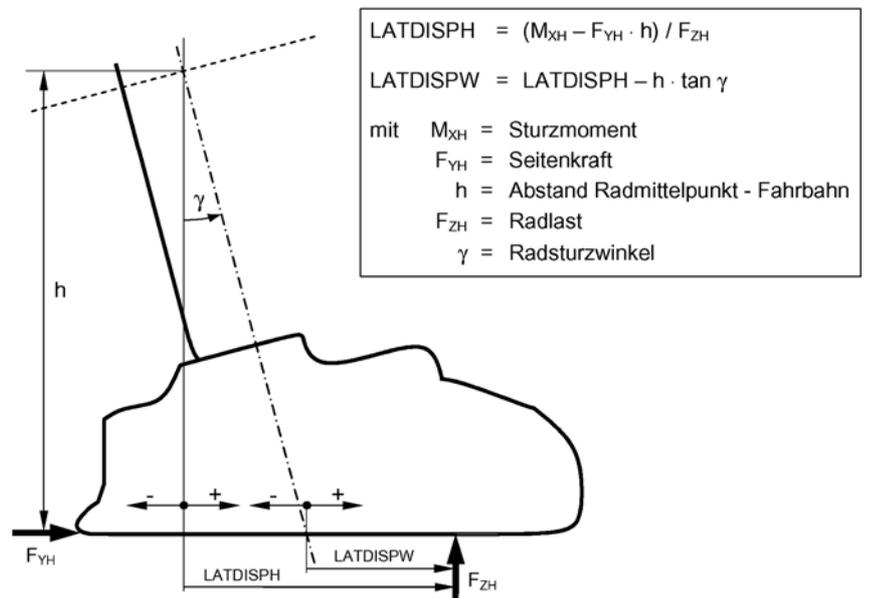


Bild 7: Relevante Größen zur Berechnung der seitlichen Verschiebung des Radlastangriffspunkts, Blick auf den Reifen entgegen der Fahrtrichtung

Figure 7: Parameters, which are relevant for calculating the lateral displacement of the point of tyre load incidence, view onto the tyre contrary to the direction of motion

Bild 7 zeigt die für die Bestimmung der Lage dieses Punkts relevanten Größen sowie die Berechnungsformeln für die Abstände LATDISPH und LATDISPW. Die notwendigen

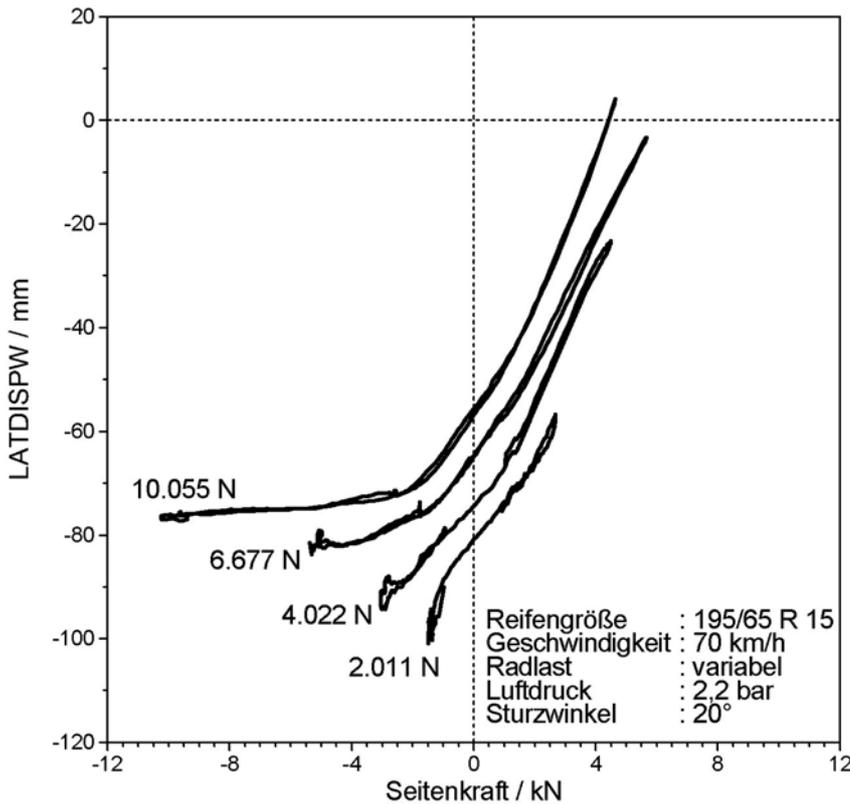


Bild 8: Seitliche Verschiebung LATDISPW des Radlastangriffspunkts in Abhängigkeit von der Seitenkraft für verschiedene Radlasten bei 20° Sturzwinkel

Figure 8: Lateral displacement LATDISPW of the point of tyre load incidence vs. lateral force for different tyre loads with a camber angle of 20°

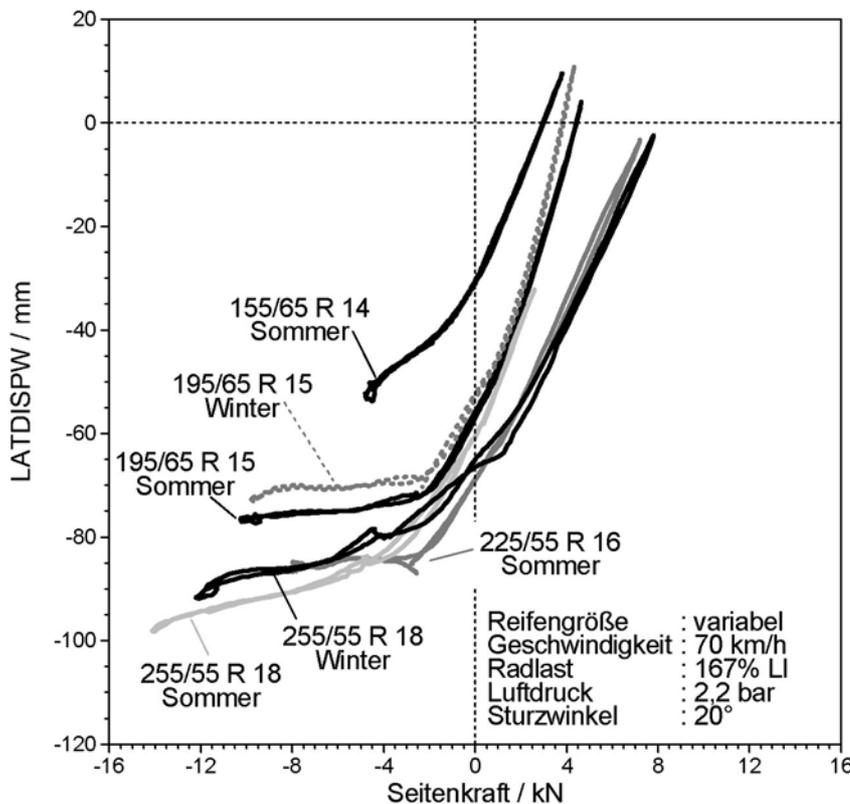


Bild 9: Seitliche Verschiebung LATDISPW des Radlastangriffspunkts in Abhängigkeit von der Seitenkraft für verschiedene Reifen bei 20° Sturzwinkel

Figure 9: Lateral displacement LATDISPW of the point of tyre load incidence vs. the lateral force for different tyres with a camber angle of 20°

Werte für die Seitenkraft, die Radlast sowie das Sturzmoment werden mit der Sechskomponenten-Messnabe gemessen, der Abstand h und der Radsturzwinkel γ werden potenziometrisch erfasst.

In **Bild 8** ist der Einfluss der Radlast auf die Verschiebung LATDISPW bei einem Radsturzwinkel von 20° gezeigt. Zur Erläuterung der Kurvenverläufe wird zunächst der Zustand betrachtet, bei dem die Seitenkraft $F_{YH} = 0$ N beträgt. Bei der niedrigsten Radlast ist die Einfederung so gering, dass der gestürzte Reifen praktisch ausschließlich auf der Schulter läuft. Dadurch ergibt sich mit $LATDISPW = -80$ mm eine betragsmäßig große Verschiebung des Radlastangriffspunkts. Mit zunehmender Radlast werden aber vermehrt auch andere Reifenbereiche eingefedert, so dass sich der resultierende Angriffspunkt der Radlast in **Bild 8** zu betragsmäßig kleineren LATDISPW-Werten verschiebt, das bedeutet in **Bild 7** vom linken Schulterbereich ($LATDISPW = -80$ mm) nach rechts.

Ausgehend vom seitenkraftfreien Zustand wandert der Angriffspunkt der Radlast für konstante Vertikallast je nach Richtung der Seitenkraft F_{YH} nach links oder nach rechts. Die Kurven für die niedrigen Radlasten enden dabei bei kleineren Seitenkraftwerten, da die hohen Seitenkräfte nur bei höheren Radlasten aufgebracht werden können. Bei niedrigen Radlasten werden bei gleicher Seitenkraft im negativen Bereich betragsmäßig größere Verschiebungen des Radlastangriffspunkts erzeugt als bei großen Radlasten, da in diesem Fall ein größerer Abstand zwischen Felge und Fahrbahn entsprechend **Bild 7** vorliegt. Dadurch kann der Reifen einfacher nach links gedrückt werden, wodurch sich auch der Radlastangriffspunkt leichter verschiebt.

In **Bild 9** sind die Verschiebungen der jeweiligen Radlastangriffspunkte aller Reifen für die jeweils höchste Radlast und einen Sturzwinkel von 20° dargestellt. Auch hier soll zunächst das Verhalten bei Seitenkraft $F_{YH} = 0$ N betrachtet werden. Wie bereits erwähnt, wird am gestürzten, seitenkraftfreien Rad die Lage des Radlastangriffspunkts im Wesentlichen nur dadurch bestimmt, dass der Reifen auf seiner Schulter läuft. Damit erscheint es auch logisch, dass der schmalste Reifen bei Seitenkraft $F_{YH} = 0$ N betragsmäßig die geringste Verschiebung und die breiten Reifen die größten Verschiebungen aufweisen.

Beim Wirken von Seitenkräften sind die Kurvenverläufe der einzelnen Reifen prinzipiell ähnlich, die Kurven brechen bei den kleineren Reifen, entsprechend den kleineren maximalen Seitenkräften, aber früher ab. Bei betragsmäßig großen negativen

Seitenkräften steigen die Beträge der Verschiebung LATDISPW nicht weiter an, da der Abstand zwischen Felge und Fahrbahn bei diesem großen Sturzwinkel sehr gering ist, so dass der Reifen auch bei Zunahme des Seitenkraftbetrags nicht weiter in die betreffende Richtung ausgelenkt werden kann. Damit erklärt sich auch, dass die seitlichen Verschiebungen LATDISPW bei negativen Seitenkräften einem etwa konstanten, aber reifenabhängigen Wert entgegenstreben.

4.4 Verformungsmessungen

Zur Analyse der Verformungsmessungen wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens Konturdarstellungen der untersuchten Reifen im Bereich der Aufstandsfläche gearbeitet, **Bild 10**. Dabei wurden für die links abgebildeten Konturen jeweils die gemessenen Werte dargestellt. Die rechten Konturen wurden nicht direkt gemessen, sondern ergaben sich durch Spiegelung der linken Kontur und anschließende Verschiebung um die Felgenbreite. Da von einem symmetrischen Verformungsverhalten des Reifens ausgegangen wurde, konnte bei der Fahrt mit $\alpha = -10^\circ$ die rechte Kontur aus der Messung der linken Kontur bei $\alpha = +10^\circ$ ermittelt werden. Die gestrichelten Linien sind Abschätzungen der von der Kamera nicht erfassbaren Konturbereiche, beziehungsweise die aus den Messdaten ermittelte Lage der Fahrbahn.

Beispielhaft sind in Bild 10 die Konturen für den Sommerreifen 255/55 R 18 im unbelasteten Zustand, bei Geradeausfahrt mit 10.042 N Radlast (112% LI-Last) sowie bei einem Schräglaufwinkel von -10° bei der gleichen Radlast dargestellt. Die Seitenkraft war in diesem Fall nach links gerichtet. Sehr gut sind in dieser maßstabsgetreuen Darstellung die einzelnen Verformungen und Einfederungen im Vergleich zum unbelasteten Zustand zu erkennen. Während sich bei Geradeausfahrt nur relativ geringfügige seitliche Verformungen einstellen, waren diese bei Schräglauf mit zirka 65 mm deutlich ausgeprägt.

Zusätzlich zu dieser sehr anschaulichen Darstellung wurden die Verformungen kompakt in so genannten Verformungskurven, **Bild 11**, angegeben, bei denen jeweils die Verformung ΔK im Vergleich zum unbelasteten Referenzzustand für konstante, felgenfeste Radien über dem Messwinkel β aufgetragen ist. Die Verformungskurven der äußeren Radien mussten im Bereich der Aufstandsfläche teilweise unterbrochen dargestellt werden, weil durch die Einfederung des Reifens nicht mehr dieser selbst, sondern die Fahrbahn vermessen wurde.

In Bild 11 sind die Kurven des Sommerreifens 225/55 R 16 für die Schräglaufwinkel $\alpha =$

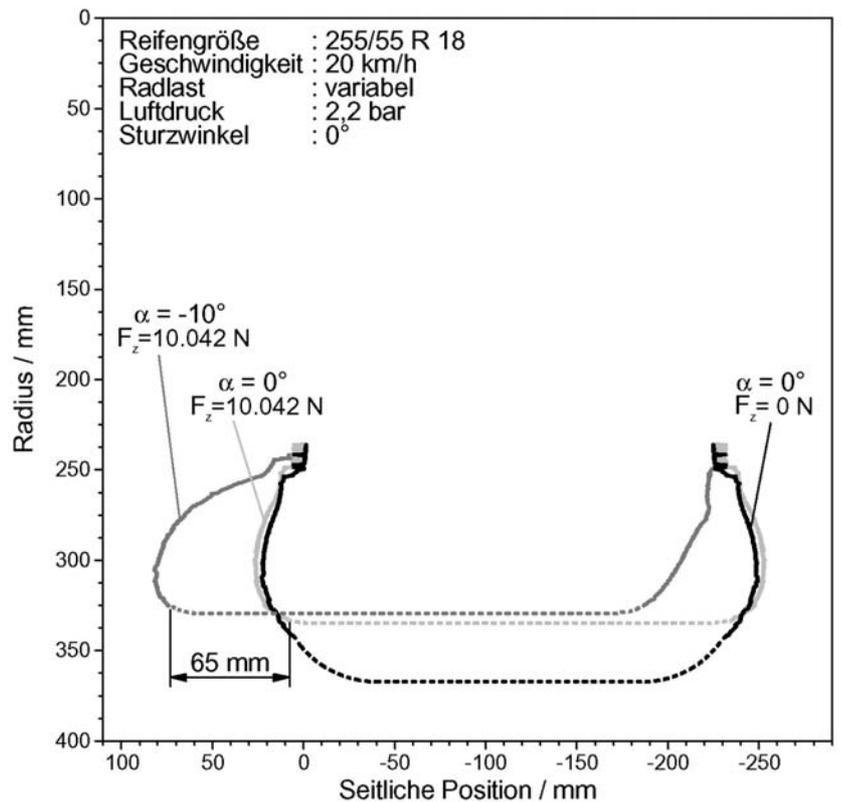


Bild 10: Darstellung der Reifenkonturen des Sommerreifens 255/55 R 18 im unbelasteten Zustand, bei Geradeausfahrt und bei einem Schräglaufwinkel von -10°

Figure 10: Contours of the summer tyre 255/55 R 18 in unstressed state, during straightforward movement and with a slip angle of -10°

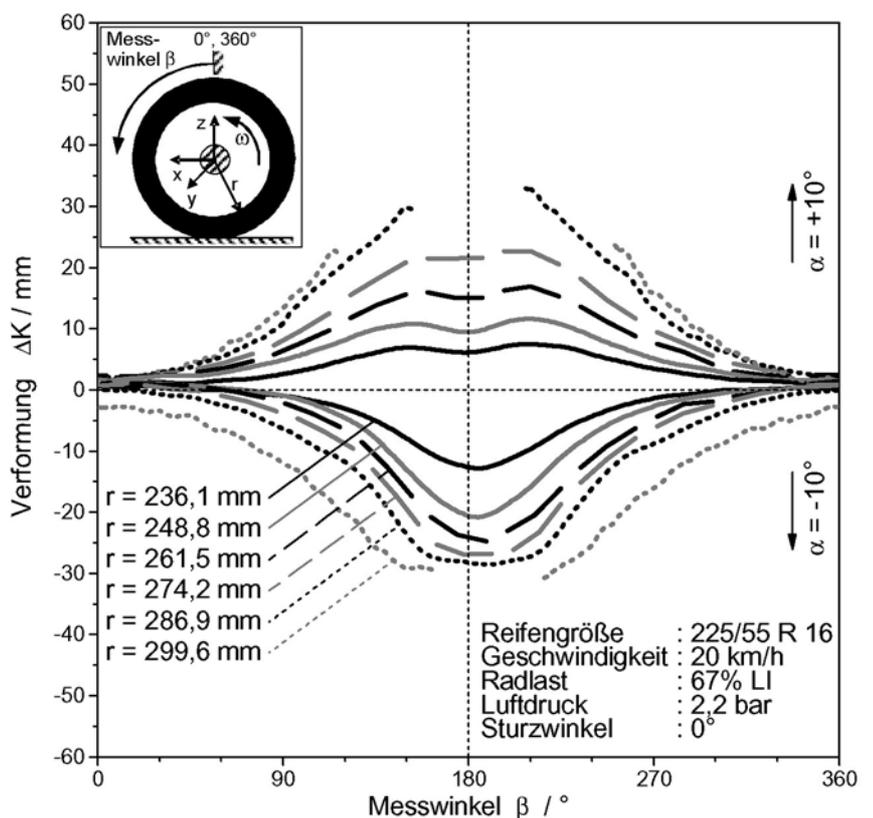


Bild 11: Seitliche Verformungen ΔK für unterschiedliche Radien r über dem Messwinkel β bei Schräglaufwinkeln von $+10^\circ$ und -10°

Figure 11: Lateral deformation ΔK for different radii r vs. the measuring angle β at slip angles of $+10^\circ$ and -10°

$\pm 10^\circ$ gemeinsam in einem Diagramm dargestellt. Diejenigen Kurven mit negativen Verformungsmaxima dokumentieren die Verformung bei negativem Schräglauf, die Kurven mit positiven Verformungswerten gehören zu positiven Schräglaufwinkeln. Das Diagramm zeigt, dass sich der Reifen im oberen Bereich (0° beziehungsweise 360°) auch bei Seitenkraft nur sehr wenig verformt, während der hier dargestellte Reifen im Latschbereich (180°) gegenüber dem unbelasteten Zustand um zirka 30 mm seitlich verschoben wird.

5 Zusammenfassung

Im Rahmen eines von der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) finanzierten Forschungsprojekts wurde das Seitenkraftübertragungs- und Verformungsverhalten einer Auswahl aktueller Fahrzeugreifen messtechnisch untersucht. Bei den zahlreichen Parametervarianten wurden durch hohe Radlasten und große Sturzwinkel auch extreme Einsatzbedingungen berücksichtigt.

Zur Bearbeitung dieses Projekts wurde der Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugtechnik an der Universität Karlsruhe (TH) eingesetzt. Um die Messungen bis zu den geforderten hohen Radlasten durchführen zu können, wurde zunächst eine neue Sechs-Komponenten-Messnabe

mit einem größeren Messbereich aufgebaut. Des Weiteren erfolgte die Entwicklung einer berührungslosen, optischen Messeinrichtung, um die Verformungen der kompletten Reifenseitenwand erfassen zu können.

Bei den Kraftschlussmessungen zeigte sich, dass sich alle untersuchten Reifen bezüglich des Seitenkraft-Schräglaufwinkel-, des Rückstellmoment-Schräglaufwinkel- und des Seitenkraft-Umfangskraft-Verhaltens qualitativ ähnlich verhalten. Allerdings wurden deutliche quantitative Unterschiede festgestellt. So gab es große Differenzen in den maximalen Seitenkraftbeiwerten und den Rückstellmomentwerten, aber auch in den Cornering-Stiffness-Werten und in der Empfindlichkeit der Kennlinien gegenüber Radsturzwinkeln.

Die messtechnische Ausstattung des Prüfstands erlaubte zusätzlich die Bestimmung der Lage des Radlastangriffspunkts, die sich abhängig von der angreifenden Seitenkraft verändert. Bei den Messungen wurde festgestellt, dass sich die Reifengröße und die Radlast sehr deutlich auf die Lage des Radlastangriffspunkts auswirken. Bei gestürztem Rad wurden Verschiebungen von bis zu 100 mm ermittelt.

In einem separaten Messprogramm wurden außerdem die Reifenverformungen untersucht. Die Darstellung dieser Messergebnisse erfolgte zum einen durch die Abbildung von Konturdarstellungen, in denen

der Querschnitt des Reifens im Bereich des Seitenkraftangriffspunkts abgebildet ist. Zum anderen wurde die seitliche Auslenkung der Seitenwand entlang des kompletten Reifenumfangs dargestellt. Es zeigte sich, dass die seitlichen Verformungen im Bereich der Aufstandsfläche am größten sind, wobei je nach Reifen Werte bis zu 65 mm gemessen wurden.

Literaturhinweise

- [1] Gnadler, R.; Unrau, H.-J.; Frey, M.; Fertig, M.: Grundsatzzuntersuchung zum quantitativen Einfluss von Reifenbauform und -ausführung auf die Fahrstabilität von Kraftfahrzeugen. FAT-Schriftenreihe Nr. 192, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., Frankfurt am Main, 2005
- [2] Gnadler, R.; Unrau, H.-J.; Fischlein, H.; Frey, M.: Umfangskraftverhalten von Pkw-Reifen bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen. In: ATZ 98 (1996), S. 458 – 466
- [3] Gnadler, R.; Huinink, H.; Frey, M.; Mundl, R.; Sommer, J.; Unrau, H.-J.; Wies, B.: Kraftschlussmessungen auf Schnee mit dem Reifen-Innentrommel-Prüfstand. In: ATZ 107 (2005), S. 198 – 207
- [4] Oosten, J.J.M. van; Savi, C.; Gnadler, R.; Bouhet, O.; Sommer, J.; Colinot, J.P.: A New Standard for Steady State Cornering Tyre Testing, Recitation Tire Society Conference, Akron, 25./26. April 2000
- [5] LIMESS Messtechnik & Software GmbH: Bildverarbeitungssysteme zur Verformungsmesstechnik, <http://www.limess.com>
- [6] Unrau, H.-J.; Zamow, J.: TYDEX-Format – Description and Reference Manual Release 1.3, <http://www.kfzbau.uni-karlsruhe.de/downloads/tydex.zip>



The Frictional Force and Deformation Behaviour of Vehicle Tyres

During Extreme Driving Manoeuvres

Authors:

Rolf Gnadler, Michael Frey and
Hans-Joachim Unrau

On behalf of the German Association for Research in Automobile Technology (FAT), a representative selection of state-of-the-art vehicle tyres was analysed at the internal drum test bench of the Institute for Automotive Technology at the Universität Karlsruhe (TH), regarding their potential to transmit lateral force and their deformation behaviour. This article describes the most important results of this research project, which also included extreme operation conditions (tyre loads up to 15000 N and camber angles up to 20 °).

1 Introduction

In order to analyse the interaction between vehicle and tyres during dynamic driving manoeuvres more precisely, a wide choice of representative state-of-the-art vehicle tyres was examined within the scope of a research project, with emphasis on their potential to transmit lateral force and their deformation behaviour [1].

Tyre loads, camber angles, inflation pressures and other settings were varied during testing to observe and determine the influences of the different operating parameters. The corresponding default values were chosen according to the typical carrier vehicles. In particular extreme operating conditions, such as tyre loads up to 15000 N and camber angles up to 20 ° were considered.

The project was handled by the Institute of Automotive Technology (formerly the Department of Automotive Engineering at the Institute for Machine Design and Automotive Engineering) at the Universität Karlsruhe (TH) by applying its internal drum test bench. A newly assembled 6-component measuring hub and a newly developed non-contact working measuring device, which detects the contours of complete tyre side walls during real driving conditions, became operational.

A large number of findings concerning the behaviour under lateral force and aligning moment, the lateral position of the point of tyre load incidence and the lateral tyre deformation could be gained from this project.

2 Test Procedure

Extensive gaugings were conducted within the scope of this research project, in order to analyse the behaviour of the vehicle tyres systematically and to determine the influences of the operating parameters accurately. **Figure 1** outlines an overview of the tested tyres and the measuring programme, which can be divided into two main parts: the lateral force measurements and the deformation measurements.

The lateral force measurements can be further divided into measurements at a free rolling state with quasi-stationary or dynamically adjusted slip angle and measurements with superposed longitudinal force at a constant slip angle.

The deformation measurements focused on the lateral tyre deformation at a straight-forward movement and while exposed to lateral forces. The measurements were carried out at a free rolling state with a constant slip angle.

The tyre loads that have been set in the tests conformed with the Load Index (LI) of the respective tyre and had values up to 167 % of the maximum ETRTO-Load.

3 Setup of the Test Facility

3.1 Internal Drum Test Bench

As mentioned before, the measurements were conducted at the internal drum test bench. With this facility it is possible to assemble real track surfaces (asphalt or concrete) and to perform not only measurements on dry, but also on wet and icy surfaces, as well as on artificial snow [2], [3]. The internal diameter of the drum has a value of 3.8 m. This offers the advantage that the curvature of the drum influences the tyre properties only fractionally. The residual influence is corrected with a formula, which has been determined within the scope of the TIME-Project [4].

3.2 The New 15 kN Measuring Hub

In order to measure the forces and moments, which affect the wheel, up to the required high tyre loads, a new rotating 6-component measuring hub was assembled. It provides a larger metering range than the previous system. The advantage of this rotating structure is that the forces and moments are collected directly between the rim and the wheel bearing. This procedure ensures that the values are not falsified through bearing friction and offers a complete cross talking compensation by acquiring all forces and moments. The metering range of the new measuring hub was designed in order to enable the transmission of lateral and longitudinal forces up to 15 kN with tyre loads up to 15 kN.

Co-rotating measuring bolts on which strain gauges are mounted acquire the wheel-affecting forces and moments. The incoming signals are amplified, processed and digitalised in the co-rotating electronic device so that they can be transmitted telemetrically to the stationary system. The computer converts the received values from the rotating device into the static coordinate system in real time.

3.3 The New Test Equipment for Measuring the Side Wall Contour

The new test equipment for non-contact measurement of the side wall contour of tyres, **Figure 2**, uses the light-section principle, which projects a laser line radially onto the tyre side wall. The line of the laser appears deformed on the curved side wall due to the camera's line of focus, which deviates from the laser beam. The contour of the side

wall can be calculated from the recorded image using easy geometric coherences. Because of a lack of space, a mirror, which extends the path of the rays from the tyre contour to the camera, is additionally installed, so that a wider contour is visible.

The entire measuring apparatus is mounted on a large, rotatable gear wheel, which is supported on the measuring hub. A stepping motor turns the equipment 360 degrees during the measurement. This allows to make statements regarding the complete tyre side wall.

The software used for this test equipment was provided by the company LIMESS Messtechnik & Software GmbH [5]. This software controls the stepping motor and calculates the contour of the tyre side wall from the recorded images.

4 Results

4.1 Lateral Force Measurements

The following paragraph describes exemplarily the results of the lateral force and aligning moment measurements with quasi-stationary adjustment of the slip angle (1-3 °/s). The results of the measurements with dynamically adjusted slip angle and those with superposed longitudinal force will not be discussed in this document, as they are described in [1] and due to a lack of space.

Initially, the influence of the camber angle on the tyre characteristics shall be illustrated by using one tyre as an example. **Figure 3** displays the influence of the camber angle on the curves for lateral force / slip angle of a tyre with a dimension of 195/65 R 15, whereas the camber angle reaches extreme values (20 °). The utilised coordinate system complies with the TYDEX-H-System [6], which is geared to the coordinate directions defined in DIN 70000.

A positive camber angle moves the curves for lateral force / slip angle towards negative values. Observing the curve for the extreme camber angle of 20 °, it can be noticed that the curves cannot be derived simply through parallel translations of the curves with a camber angle of 0 °. The positive camber angle causes the lateral force curves to ascend more steeply in the range of positive slip angles (viewed according to amount), the maximum values are more distinctive and are located (according to amount) on a higher level.

In the range of negative slip angles the slope decreases with growing camber angle, the reached lateral force values are located on a much lower level. Apparently the influence of positive camber angles is higher in the range of negative slip angles than in the

range of positive slip angles. It can be noted that the combination of positive camber angle and negative slip angle is relevant for vehicles, which drive nearby their tipping border (left turn).

Figure 4 displays the influence of the camber angle on the respective curves for aligning moment / slip angle. Positive camber angles move the curves towards negative aligning moments, which results in an increase of the amounts of the aligning moments in the range of negative slip angles. At first view, this behaviour is not in line with the fact that lateral forces decrease in the considered slip angle range when the camber angle is modified towards positive values, **Figure 3**. However this can be explained by looking at the longitudinal slip conditions in the tyre contact patch: the upsetting of the toppled tyre into a cone-like form results during straight forward movement in a peripheral speed of the tyre, which is a little smaller in the right hand side of the tyre contact patch than in the left hand side (viewed in direction of motion with a positive camber angle). This causes longitudinal brake slip on the right hand side and longitudinal drive slip on the left hand side of a free rolling wheel with a positive camber angle. This leads to different peripheral shearing stresses in the right and left area of the contact patch, which finally results in the already mentioned negative aligning moment.

The direct comparison of the lateral force coefficient of the six tested tyres in **Figure 5** shows that all tyres exhibit qualitative similar camber behaviour. Comparisons with different camber angles showed that the tyre width drastically influences the amount of the displacement of the characteristic curve through the camber. A narrow tyre (155/65 R 14 summer tyre) responds to camber explicitly less than a broad tyre (255/55 R 18 summer tyre).

4.2 Cornering Stiffness

In order to clearly describe the influence of inflation pressure and camber angle on the cornering stiffness, the respective values of the lateral force / slip angle measurements in the range of $\alpha \pm 1^\circ$ were determined and exemplarily plotted in **Figure 6** for a 195/65 R 15 summer tyre. The qualitative run is the same for all curves: starting from small tyre loads, the cornering stiffness initially ascends linearly with the tyre load, then becomes increasingly degressive and finally declines after reaching a maximum value, which is located in each case over the 100% - LI - Load (6,033 N).

At a camber angle of $+20^\circ$, smaller cornering stiffness values are reached than respectively at a camber angle of 0° . In addition, it can be observed that considering small tyre loads, the cornering stiffness is slightly higher at low inflation pressures than at high inflation pressures. This originates from the fact that the tyre contact patch is longer at low inflation pressures. Consequently the rubber elements are moved stronger in lateral direction at a given (small) slip angle, which finally results in higher lateral forces and with it higher cornering stiffness values. Not until higher tyre loads are considered, the cornering stiffness values are explicitly higher at an inflation pressure of 3.0 bars than at an inflation pressure of 2.2 bars. This is caused by the higher stiffness of the tyre in transverse direction when a higher inflation pressure is adjusted. Considering high tyre loads, it can be also noted that an increase of the inflation pressure at a camber angle of 0° affects the cornering stiffness more than an increase of the inflation pressure at a camber angle of 20° .

4.3 Determination of the Point of Tyre Load Incidence

An exact knowledge of the location of the point of tyre load incidence is relevant to be able to simulate exactly the tipping behaviour of a vehicle during an extreme driving manoeuvre. Therefore the lateral relocation of the point of tyre load incidence was determined additionally during the quasi-stationary measurements.

The relevant factors, which are needed to identify the location of this point, and the calculation formulas for the distances LATDISPH and LATDISPW are displayed in **Figure 7**. The required values for the lateral force, the tyre load and the overturning moment are measured with the 6-component measuring hub, the distance h and the camber angle γ are measured potentiometrically.

See **Figure 8** for the influence of the tyre load on the relocation of LATDISPW at a camber angle of 20° . In order to exemplify the run of the curves, the state with lateral force $F_{YH} = 0$ N is taken into account firstly. Regarding the lowest tyre load the vertical deflection is so low that the toppled tyre virtually runs exclusively on the shoulder. Thereby a high displacement (according to amount) of the point of tyre load incidence is caused with LATDISPW = -80 mm. With increasing tyre load, further regions of the tyre are subject to vertical deflection so that the resulting point of tyre load incidence shifts towards smaller LATDISPW values (according to amount), see **Figure 8**, this means

in **Figure 7** from the left shoulder area (LATDISPW = -80 mm) to the right.

Starting from the lateral force free state, the point of tyre load incidence for constant vertical force moves to the left or to the right, depending on the direction of the lateral force F_{YH} . The curves for the smaller tyre loads end with smaller lateral force values because higher lateral forces require higher tyre loads. Considering equal negative lateral force, smaller tyre loads result in greater displacements (according to amount) of the point of tyre load incidence than high tyre loads. This is caused by the greater distance between rim and track surface at smaller tyre loads, **Figure 7**. The tyre can be pushed more easily to the left and through this the point of tyre load incidence can be moved more easily as well.

Figure 9 shows the displacements of the respective points of tyre load incidence of all tyres for the highest tyre load and a camber angle of 20° in each case. The behaviour with a lateral force of $F_{YH} = 0$ N will be examined at first. As already mentioned, the location of the point of tyre load incidence of a inclined, lateral force free wheel is basically determined by the fact that the tyre runs on its shoulder. For this reason it appears logically that at a lateral force $F_{YH} = 0$ N, the most narrow tyre shows the least displacement and the broad tyres show the greatest displacements (according to amount).

When exposed to lateral forces, the curve progressions of the respective tyres are always similar. However, the curves of small tyres end earlier, due to the lower maximum lateral forces. The amounts of the displacement LATDISPW do not increase any further by high negative lateral forces (according to amount), since the distance between rim and track surface is very small at this big camber angle. That way the tyre cannot be moved any further in the respective direction, even with augmentation of the amount of the lateral force. This also explains that with negative lateral forces, the lateral displacements LATDISPW tend towards a constant, but tyre dependent value.

4.4 Results of the Deformation Measurements

Within the scope of this research project, positions of the contours, **Figure 10**, of the tested tyres in the area of the contact patch were prepared, in order to analyse the deformation measurements. In doing so, the contours displayed on the left were exhibited in each case by the directly measured values. The right contour was not measured direct-

ly, but was identified by measuring the left contour and subsequent reflection and displacement by the rim width. Assuming that the tyre deformation behaviour is symmetric, the right contour during driving with a slip angle of -10° , was derived from the measurement of the left contour at a slip angle of $+10^\circ$. The dashed lines are estimations of contour areas, which could not be registered by the camera, and the position of the track surface, which was acquired from the measured data, respectively.

Figure 10 illustrates the contours for the summer tyre 255/55 R 18 in unstressed state, during straight forward movement with a tyre load of 10,042 N (112 % LL-load) and with a slip angle of -10° with the same tyre load. In this case, the lateral force was directed to the left. In this true to scale diagram, the particular deformations and vertical deflections can be identified clearly compared to the unstressed state. Only relatively minor lateral deformations appeared during straightforward movement, whereas those deformations were distinct explicitly with approx. 65 mm during driving with slip angle.

In addition to this very clear illustration, the deformations were specified compactly in so-called deformation curves, **Figure 11**. In these curves, the deformation ΔK is plotted in comparison to the unstressed reference state for constant, rim-fixed radii versus the measuring angle β . The deformation curves of the outer radii had to be presented discontinuously in the area of the contact patch, since the vertical deflection of the tyre re-

sulted in measuring the track surface, instead of the tyre itself.

Figure 11 displays the curves of the summer tyre 225/55 R 16 for the slip angles $\alpha = \pm 10^\circ$ together in one diagram. The curves with negative deformation maxima show the deformation with negative slip angle, the curves with positive deformation values belong to positive slip angles. The diagram shows that the lateral force deforms the upper part of the tyre (0° and 360° respectively) only slightly, whereas the contact patch area (180°) of the displayed tyre is moved sideways about approx. 30 mm, compared to the unstressed state.

5 Summary

Within the scope of a research project financed by the German Association for Research in Automobile Technology (FAT), the potential to transmit lateral force and the deformation behaviour of a selection of state-of-the-art vehicle tyres was analysed. The parameters were varied over a large interval, thus extreme operating conditions, such as high tyre loads and camber angles, were also taken into account.

The internal drum test bench of the Institute of Automotive Technology of the Universität Karlsruhe (TH) was utilised for this project. A new 6-component measuring hub with a larger metering range was assembled initially, in order to be able to process the measurements up to the required tyre loads. Furthermore, a non-con-

tact, optical measuring system was developed to collect data of the deformations of the complete tyre sidewall. The traction measurements showed that all tested tyres have a similar qualitative performance regarding the lateral force / slip angle, the aligning moment / slip angle and the lateral force / longitudinal force behaviour. However, explicit quantitative differences could be observed. The maximum lateral force coefficients, the aligning moment values as well as the cornering stiffness values and the sensitivity of the characteristic curves related to the camber angle differed significantly.

The technical equipment of the test bench also made it possible to locate and identify the point of tyre load incidence, which changes depending on the effective lateral force. The measurements revealed that the tyre size and the tyre load strongly influence the position of the point of tyre load incidence. In case of a inclined wheel, displacements up to 100 mm could be detected.

Aside from this, a separate measuring programme analysed the tyre deformations. On one hand, the obtained results were presented by illustrating the contours of the tyre profile in the area of the point of lateral force incidence. On the other hand, the lateral deflection of the sidewall along the complete tyre perimeter was displayed. The greatest deformations could be found in the area of the contact patch, in which values up to 65 mm could be measured, depending on the tyre. ■