

B

Grundlegendes zum Lenkvorgang

Beim Fahren eines Fahrzeugs machen wir uns über den Lenkvorgang und somit über die Fahrzeugführung in Querrichtung keine Gedanken. So natürlich und vertraut ist uns das. Schon als Kindern lernen wir am Dreirad oder Bobby Car diesen komplexen Vorgang zu verinnerlichen. Ohne bewusstes Nachdenken beim Fahren eines Fahrzeugs steuern unsere Reflexe. Doch moderne Achskinematiken und Hilfskraftlenkungen sind das Resultat einer über hundertjährigen stetigen Optimierung. Und dennoch werden in der Autofachpresse die Lenkeigenschaften von Automobilen häufig bemängelt.

1 Lenken – Fahrzeugführung quer

Das Fahren eines Automobils kann in zwei Subaufgaben aufgespalten werden. Mit dem Gas- bzw. dem Bremspedal regelt der Fahrer die Geschwindigkeit und somit die Längsbewegung. Das Lenkrad ist das Stellglied in Querrichtung und beeinflusst die Querbewegung. Dieser ist dem Freiheitsgrad Gieren (Drehen um die Hochachse) und Schieben (Translation in Fahrzeugquerrichtung) zugeordnet (Genaue Definition siehe DIN 70000 bzw. ISO 8855). Durch die auftretenden Seitenkräfte werden auch die anderen Freiheitsgrade beeinflusst, insbesondere aber das Wanken (Drehung des Fahrzeugs um die Längsachse). Diese Seitenkräfte werden an der gelenkten Achse vom Lenksystem an den Fahrer weitergeleitet.

Das Fahren kann als Regelungsaufgabe betrachtet werden. Der Fahrer ist der Regler und das Fahrzeug ist die Regelstrecke. Für die Querführung des Fahrzeugs ist das in **Bild B-1** dargestellt. Im geschlossenen Regelkreis nimmt der Fahrer visuell und kinästhetisch den Kursverlauf wahr und nutzt das Lenkrad als Stellglied um dem Straßenverlauf zu folgen. Durch die resultierende Betätigungskraft bekommt er sofort Rückmeldung über den Straßenzustand und möglicherweise über Reibwertsprünge. Durch die Lenkradwinkleingabe ändert sich die Kursrichtung, diese wird vom Fahrer wiederum wahrgenommen und somit der Regelkreis geschlossen. Deshalb wird das auch als „Closed Loop“ bezeichnet. Zusätzlich wirken auf den Regelkreis auch noch Störungen ein wie beispielsweise Seitenwind, Fahrbahnunebenheiten oder auch Antriebseinflüsse. Auch diese werden vom Fahrer ausgeregelt.

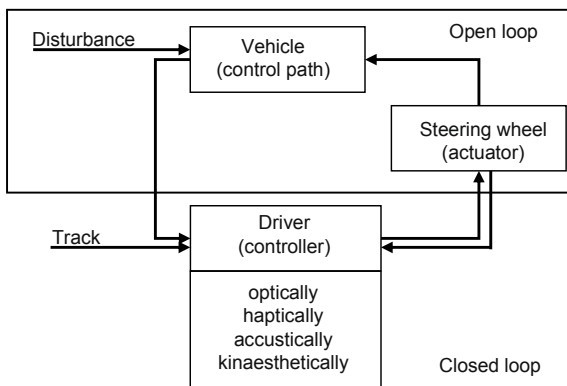


Bild B-1
Regelkreis Fahrer-
Fahrzeug

Für den Fahrzeugentwickler steht die Regelstrecke, nämlich das Fahrzeug und das Lenksystem im Mittelpunkt seines Interesses. Deshalb gibt es viele fahrdynamische Tests (Kapitel G), die den Fahrer ausblenden. Es wird eine vordefinierte Lenkradwinkel- oder Lenkradmomenteingabe aufgebracht und die Fahrzeugreaktionen wie die Querbeschleunigung, Wankrate, Gierrate und das Lenkradmoment gemessen oder simuliert. Es werden folgende Lenkarten (control modes) nach DIN 70000 unterschieden:

- Wegabhängiges Lenken (position control): An einem beliebigen Punkt im Lenksystem (Lenkrad, Lenksäule, Zahnstange, ...) wird eine vordefinierte Bewegung aufgebracht
- Blockierte Lenkung (fixed control): Ein beliebiger Punkt (im Lenksystem) wird „blockiert“. Normalerweise wird das Lenkrad fixiert
- Kraftabhängiges Lenken (force control): An einem beliebigen Punkt wird eine Kraft zur Betätigung aufgebracht unabhängig von der resultierenden Verschiebung dieses Punktes
- Losgelassene Lenkung (free control): Bei dieser Lenkart werden keine Betätigungskräfte auf die Lenkung ausgeübt, es ist somit ein Sonderfall des kraftabhängigen Lenkens

Durch den Einsatz von leistungsfähigen GPS-gestützten Kreiselplattformen und Lenkrobotern, wie sie seit einigen Jahren zur Verfügung stehen, können Straßenverläufe hochpräzise nachgefahren werden. Genau genommen handelt es sich hierbei jedoch um einen Closed Loop Test, da nur der Fahrer durch einen physischen Regler ersetzt wurde.

2 Kurvenfahrt

Bei der Kurvenfahrt wird nun das Fahrzeug selbst, also die Regelstrecke analysiert. Dabei unterscheidet man generell die langsame und die schnelle Kurvenfahrt. Bei der langsamen Kurvenfahrt rollt das Fahrzeug langsam, deshalb treten keine nennenswerte Querbeschleunigung auf. Der Reifen rollt in Richtung seiner Mittelebene. In Gegensatz dazu tritt bei der schnellen Kurvenfahrt eine Querbeschleunigung auf, welche die so genannte Fliehkraft nach Kurvenaußen verursacht. Diese Fliehkraft muss von den Reifen aufgefangen werden.

2.1 Langsame Kurvenfahrt

Bei der langsamen Kurvenfahrt versuchen die Räder in Richtung ihrer Radmittelebenen zu rollen und kein Schräglaufwinkel tritt auf. Damit dies erfolgen kann, müssen sich die Normalen zur den Radmittelebenen in einem Punkt schneiden, dem so genannten Momentanpol (**Bild B-2**). Diese Bedingungen führen zu den Ackermann-Lenk winkeln an den Vorderrädern (siehe Kapitel D). Dieses so genannte Ackermann-Gesetz besagt, dass das kurveninnere Rad stärker als das äußere eingeschlagen werden muss. Diese Bedingung muss die Lenkungs kinematik zumindest annähernd erfüllen (siehe Kapitel D).

2.2 Schnelle Kurvenfahrt

Auch bei der schnellen Kurvenfahrt dreht sich das Fahrzeug um den Momentanpol (vgl. **Bild B-3**). Da nun nennenswerte Drehbeschleunigung bzw. Querbeschleunigung des Fahrzeugs auftritt, verursachen diese Reifenkräfte; und umgekehrt verursachen die Reifenkräfte eben diese Beschleunigungen. Für die Kurvenfahrt sind vor allem die seitlichen Reifenkräfte von Bedeutung. Diese treten dann auf, wenn die Bewegungsrichtung des Radmittelpunktes nicht in der Radmittelebene liegt. Der eingeschlossene Winkel zwischen der Bewegungsrichtung und der Radmittelebene wird deshalb als Schräglaufwinkel α bezeichnet. Die Seitenkräfte müssen auch an den Hinterrädern auftreten. Dies stellt sich bei Vorderachsgelenkten Fahrzeugen durch das nach vorne „wandern“ des Momentanpols ein, siehe **Bild B-3**.

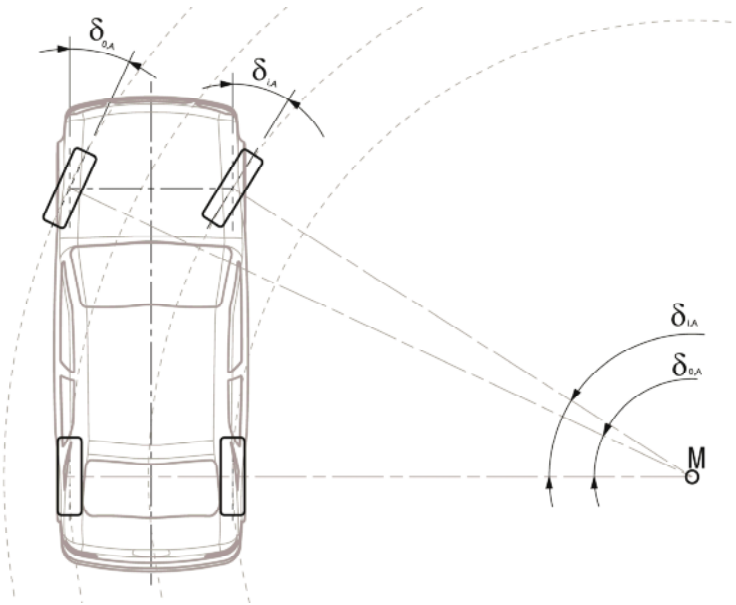


Bild B-2 Langsame Kurvenfahrt

Beim Anlenken tritt zuerst an den Vorderrädern der Schräglaufwinkel und somit die Querkraft auf. Diese leitet die Gierbewegung (Drehbewegung) des Fahrzeugs ein. Durch das nach vor wandern des Momentanpols M entstehen Schräglaufwinkel und somit Querkräfte an den Hinterrädern. Diese Querkräfte an der Vorder- und Hinterachse bewirken die auftretende Querbewegung. Hält man dann den Lenk(rad)winkel konstant, geht die Fahrzeugbewegung in die stationäre Kreisfahrt über. Die einstellende konstante Querbewegung ergibt sich aus dem Quadrat der Gierrate mal dem Kreisradius und der Krümmungsradius fällt mit dem Momentanpol des Fahrzeugs zusammen.

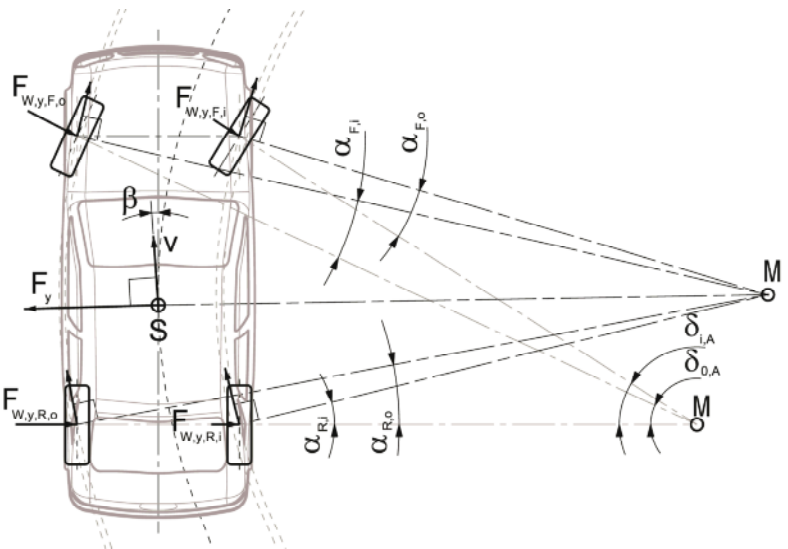


Bild B-3 Fahrzeug in der schnellen Kurvenfahrt

Da die Fliehkraft nicht wie die Reifenkräfte auf der Straßenebene angreift, sondern im Schwerpunkt, ergibt sich ein Wankmoment, welches das Fahrzeug nach kurvenaußen neigt. Diese Einfederbewegung kurvenaußen bzw. Ausfederbewegung kurveninnen wird für das so genannte Wanklenken genutzt. Bei diesem kinematischen Effekt erzeugen auch die Radaufhängungen einen Lenkwinkel. Durch ein nach kurvenaußen Lenken vorne bzw. durch ein nach kurveninnen Lenken an der Hinterachse wird üblicherweise das untersteuernde Eigenlenkverhalten unterstützt. Die Änderung des Radsturzes (Radneigung zur Senkrechten) erhöht die Seitenkraft zusätzlich. Die Radstellung wird aber auch durch die so genannten Elastokinematischen Effekte geändert. Die Nachgiebigkeiten in der Radaufhängung werden gezielt so gestaltet, dass auch die angreifenden Kräfte die Radstellung positiv beeinflussen. Beispielsweise soll beim Bremsen in der Kurve das dominante kurvenäußere Vorderrad nach außen lenken, um die natürlich entstehende Eindrehbewegung des Fahrzeugs zu kompensieren (Matschinsky 2007). Nur durch eine differenzierte Abstimmung des Reifens, der Radaufhängung und des Lenksystems kann das Fahrverhalten moderner Fahrzeuge erreicht werden.

3 Reifeneigenschaften in Querrichtung

Für das Lenkverhalten des Fahrzeugs sind in erster Linie die Eigenschaften des Kraftaufbaus in Querrichtung des Reifens relevant. Die Kräfte in Längs- und Hochrichtung (w), hervorgerufen durch Ungleichförmigkeiten des Reifens, des Rads oder der Bremsanlage sowie durch Fahrbahnnunebenheiten, können für die Lenkung jedoch relevante Störkräfte erzeugen, die zu spürbaren Lenkradmomentenschwankungen und Vibrationen im Lenkrad führen können. Diese Phänomene entstehen durch eine Interaktion von Reifen, Achsaufhängung und Lenkung und werden in Kapitel F behandelt.

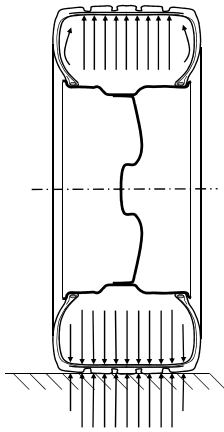
3.1 Kraftübertragung Vertikal – Einfluss auf Latschlänge

Der Mechanismus der Kraftübertragung in Vertikalrichtung bestimmt die lateralen Eigenschaften des Reifens in erheblichem Maße mit. Moderne Pkw-Radialreifen bestehen heute grob gesagt aus fünf Hauptelementen zur Kraftübertragung:

- den beiden Wulstkernen aus Stahldraht, die auf den beiden Felgenschultern umlaufend positioniert sind,
- der Karkasse, die mit ihren radial über den Reifen laufenden Textil-, manchmal auch Stahlfäden die beiden Wulstkerne miteinander verbindet und sie umfasst,
- dem Gürtel, dessen in der Regel aus Stahldraht gefertigten Fäden in Umfangsrichtung im Laufplattenbereich über den Karkassfäden liegen,
- dem Laufstreifen aus Gummi, der über dem Gürtel liegt und auf der anderen Seite den Kontakt zur Fahrbahn herstellt und
- des unter Überdruck stehenden Gases innerhalb des Reifens.

Die weiteren Reifenbauteile, wie Innerliner zur Abdichtung, Kernreiter/Apex, Seitenbandagen zur Eigenschaftsoptimierung, Seitenwände zum Schutz von Karkasse und Felgenhorn sowie weiterer Spulbandagen über dem Gürtel zur Festigkeits-/Gestaltoptimierung und gegebenenfalls einem Plattrollinsert für Runflatreifen vervollständigen „nur“ die Gesamtfunktion des Reifens.

Auf den Gürtel wirkt von innen über den gesamten Reifenumfang der Innendruck. Wirkt auf den Reifen nun von außen eine Radlast wird der Gürtel in der Aufstandsfläche (Latsch) einfedern. Die mit dem Gürtel verbundenen Karkassfäden können keine Druckkräfte aufnehmen, das sie umschließende Gummi nur in geringem Maße. Die Übertragung der Radlast geschieht deshalb über den Fülldruck, der in dem Latsch gegenüberliegenden Bereich des Reifens an den Karkassfäden nach oben zieht, die ihrerseits die Zugkraft auf die an den Felgenschultern abgestützten Wulstkerne übertragen (**Bild B-4**). Erhöht sich die Radlast, muss der Reifenlatsch sich vergrößern.



Dem Latsch gegenüber wirkt der Fülldruck nach oben, zieht über die Karkassfäden am Wulstkern und überträgt damit die Last auf die Felge.

Im Latsch kompensieren sich Fülldruck und Bodendruck.

Bild B-4 Der Reifen trägt die Radlast mit Hilfe des Fülldrucks, schematisch

B

Der Fülldruck des Reifens ist deshalb ausschlaggebend für die Latschgröße. Ganz grob gesehen ergibt sich die Latschfläche aus der Radlast bezogen auf den Fülldruck, wenn die Steifigkeitsinflüsse aus den Bauelementen des Reifens vernachlässigt werden.

Für die Latschlänge, die auf die nachfolgend beschriebenen querdynamischen Eigenschaften des Reifens erheblichen Einfluss hat, lässt sich deshalb Folgendes feststellen:

- Bei zunehmender Radlast verlängert sich der Latsch.
- Bei abnehmendem Fülldruck verlängert sich der Latsch.
- Bei zunehmender Reifenbreite verkürzt sich der Latsch.

Wie stark die Veränderungen der Latschlänge mit diesen Parametern einhergehen, lässt sich durch die Steifigkeiten der Bauelemente des Reifens in Grenzen variieren. Dies ist einer der Parameter zur funktionalen Abstimmung des Reifens durch den Reifenhersteller.

3.2 Reifenseitenkraft, Reifennachlauf und -rückstellmoment

3.2.1 Bereich kleiner Querbeschleunigungen (lineare Reifeneigenschaften)

Die Reifenseitenkräfte werden durch eine Querdeformation des zwischen Fahrbahn und Gürtel eingespannten Gummis im Laufstreifen erzeugt (**Bild B-6**). Diese Querdeformationen erfordern eine Relativbewegung zwischen Gürtel und Fahrbahn in Querrichtung. Sie wird durch den Schräglaufwinkel hervorgerufen. Er definiert sich als der Winkel zwischen der Radumfangsrichtung und der Bewegungsrichtung des Rads (**Bild B-5**).

Die Profilstollen („Profilstollen“ steht hier als Synonym für einen Gummiblock im Laufstreifen, der tatsächlich ein einzelner Profilblock sein kann, aber auch ein Ausschnitt aus einer umlaufenden Profilrippe o. ä.) verformen sich durch die stetige Relativquerbewegung zwischen Fahrbahn und Gürtel zunehmend vom Latscheinlauf bis zum Auslauf, solange der Kraftschluss zwischen Profilstollen und Fahrbahn noch ausreicht. Dies ist bei Querbeschleunigungen bis etwa 3 bis 4 m/s² auf trockener Fahrbahn weitgehend der Fall. Dabei entsteht bei Betrachtung der Verformungen ein dreieckförmiges Auslenkungsprofil, wenn der Gürtel zunächst als biegesteif angesehen wird (vgl. **Bild B-9**, oben). Die Auslenkung der Profilstollen zwischen Fahrbahn und Gürtel wird über den Schubmodul des Gummis, die Gummihöhe und die Fläche des Stollens zu einer Kraft am Stollen (**Bild B-6**).

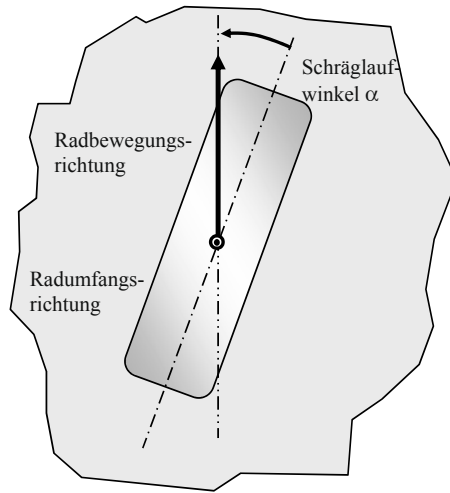


Bild B-5 Schräglaufwinkel definiert durch Radumfängsrichtung und Bewegungsrichtung des Rads

Die gesamte Kraft im Reifenlatsch ergibt sich aus der Summe der Einzelkräfte der Profilstollen in Längs- und in Querrichtung des Latsches. Bezieht man diese Kraft auf den Schräglaufwinkel, erhält man die Schräglaufsteife C_α des Reifens. Die Schräglaufsteife ist eine wichtige Kenngröße zur Charakterisierung eines Reifens bezüglich der Fahr- und Lenkeigenschaften am Fahrzeug. Im so genannten linearen Betriebsbereich des Reifens, der wie oben erwähnt im reinen Haftbereich bis 3 bis 4 m/s^2 auf trockener Fahrbahn angesetzt werden kann, lässt sich die Seitenkraft des Reifens F_Y bei konstanter Radlast einfach durch Multiplikation der Schräglaufsteife C_α mit dem Schräglaufwinkel α berechnen:

$$F_Y = C_\alpha \cdot \alpha$$

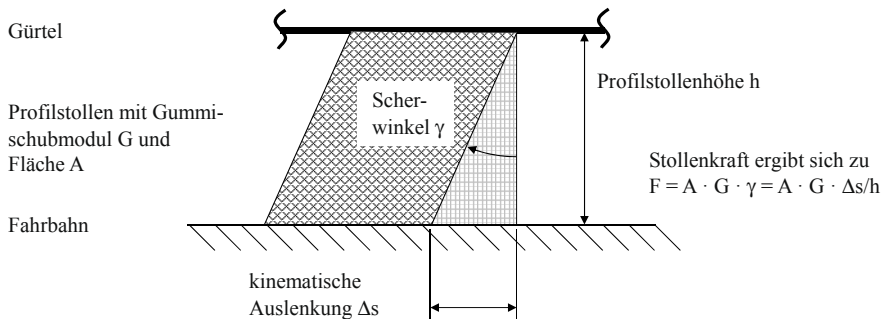


Bild B-6 Die Auslenkung der Profilstollen im Latsch erzeugt Kräfte, schematisch

Die vereinfachte Betrachtung zeigt bereits drei Parameter des Reifens, mit denen die Schräglaufsteife deutlich verändert werden kann:

- Gummischubmodul des Laufstreifens mit seiner teils starken Temperaturabhängigkeit,
- Gummihöhe/Profiltiefe mit der Abhängigkeit vom Verschleißzustand des Reifens,
- Profilstollenfläche/Profilpositivanteil, der abhängig von der Profilgestaltung ebenfalls mit dem Verschleiß veränderlich sein kann.

Sowohl die Temperaturabhängigkeit des Gummischubmoduls als auch die Abhängigkeit der Steifigkeit von der Profilhöhe können Schräglaufsteifeunterschiede von 20 % und mehr zwischen zwei Betriebszuständen hervorrufen. Das zeigt, wie wichtig es ist, dass während der fahrdynamischen Abstimmungen des Fahrzeugs der Reifenbetriebszustand bezüglich Temperatur und Verschleiß mit beachtet wird.

Wie schon erwähnt hat die Auslenkung der Profilstollen über der Latschlänge idealisiert eine dreiecksförmige Gestalt. Das heißt, der Angriffspunkt der Summenkraft aus den einzelnen Profilstollenkräften liegt nicht in der Mitte des Reifenlatsches, sondern etwas dahinter versetzt im Flächenschwerpunkt des idealisierten Dreiecks (vgl. **Bild B-9**, oben). Dieser Versatz zwischen Latschmitte und effektivem Seitenkraftangriffspunkt wird als Reifennachlauf bezeichnet. Das Reifenrückstellmoment ist das Produkt aus Seitenkraft und Reifennachlauf. Dieses Moment hat bei Kurvenfahrt einen erheblichen Anteil am Gesamtmoment, das von der Lenkung übertragen und abgestützt werden muss.

Es wurde bereits festgestellt, dass der Latsch sich bei erhöhter Radlast oder geringerem Fülldruck verlängert. Für das beschriebene Dreieck in **Bild B-9** bedeutet das, dass sich seine Fläche in gleichem Maße vergrößert, die Seitenkraft und damit die Schräglaufsteife sich also erhöht (**Bild B-7**). Der Reifennachlauf verlängert sich, da der Flächenschwerpunkt des angenäherten Dreiecks einen größeren Abstand zur Latschmitte einnimmt (**Bild B-8**). Das Rückstellmoment als Produkt von Seitenkraft und Reifennachlauf erhöht sich damit bei zunehmender Radlast oder absinkendem Fülldruck überproportional. Dieser unter idealisierten Annahmen getroffene Zusammenhang gilt in der Regel für moderne Hochleistungsreifen in üblichen Fülldruckbereichen, wie sie heute an sportlichen Fahrzeugen eingesetzt werden. Erst bei schmalen Reifen mit höheren Querschnittsverhältnissen überlagern sich andere Effekte deutlicher.

Die obenstehende Annahme eines ideal steifen Gürtels trifft natürlich nicht vollständig zu. Der Gürtel verbiegt sich im Latsch infolge der an ihm wirkenden Profilstollenkräfte. Durch das Rückstellmoment wird er zusätzlich relativ zur Felge verdreht. Beides führt zu einer Reduktion der effektiven Profilstollendeformationen und so zu einer Reduktion der effektiven Seitenkraft. Da sich das Rückstellmoment im Reifenlatsch mit zunehmender Latschlänge überproportional vergrößert, wird die Drehung des Gürtels relativ zur Felge ebenfalls größer. Die rückdrehenden Effekte steigen also bei höherer Last oder niedrigerem Fülldruck. Die Schräglaufsteifigkeit betrachtet als Funktion der Radlast ist damit nicht linear, sondern zeigt einen mit zunehmender Radlast degressiven Verlauf, sodass die Kennlinie bei höheren Radlasten ein Maximum erreicht. Die Lage dieses Maximums ist reifenabhängig. Relevant für die Lage ist vornehmlich die Gürtelbiegesteife um die Hochachse. Sie kann zum einen vom Reifenhersteller durch die Gürtelkonstruktion beeinflusst werden, insbesondere wird sie aber von der Gürtelbreite (Flächenträgheitsmoment), also stark von der Reifenbreite bestimmt.

Das heißt, bei breiteren Reifen werden zwei Effekte wirksam: Zum einen verringert sich die Latschlänge, damit vermindern sich die effektiven Hebelarme und das Rückstellmoment, zum anderen wird der Gürtel steifer. Beides bewirkt eine verminderte Biegung und Verdrehung des Gürtels, sodass die Schräglaufsteife eines breiteren Reifens in der Regel höher ist und sie eine geringere Degressivität als Funktion der Radlast besitzt, als ein schmalerer Reifen gleicher Bauart bei gleichem Fülldruck.

Da sich der Gürtel bei zunehmender Breite immer stärker an den oben beschriebenen ideal steifen Gürtel annähert, ist die Zunahme der Schräglaufsteife bei Breitenerhöhung begrenzt. Übliche Pkw-Reifen-Schräglaufsteifigkeiten bei statischer Achslast und üblichen Fülldrücken liegen heute je nach Reifen und Fahrzeug etwa zwischen 1250 N/° und 2500 N/°, der Reifennachlauf liegt üblicherweise in einer Größenordnung von 20 bis 40 mm.

B

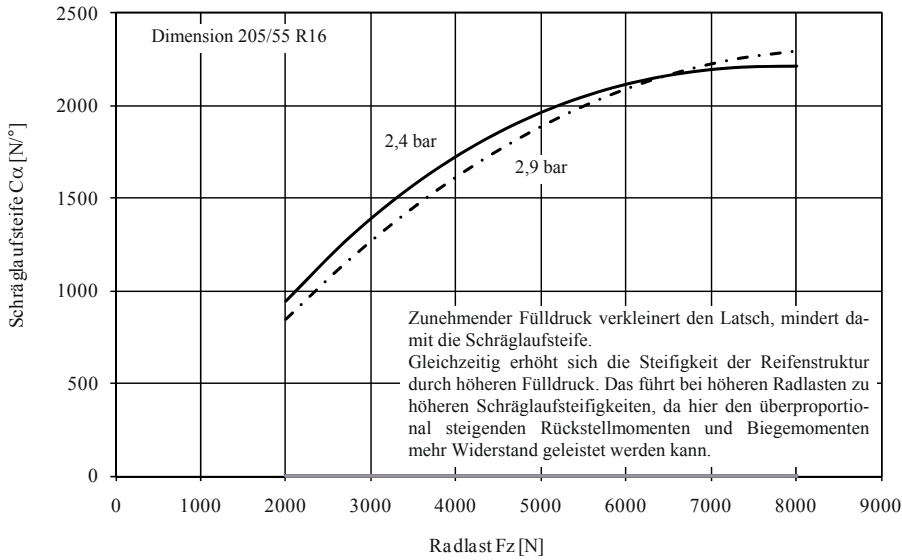


Bild B-7 Schräglaufsteifigkeit als Funktion der Radlast bei zwei Reifenfülldrücken

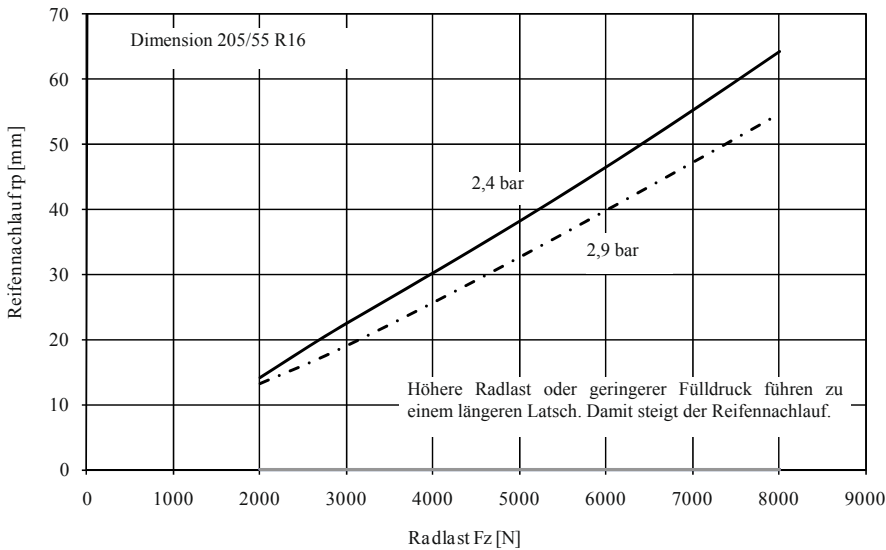


Bild B-8 Reifennachlauf als Funktion der Radlast bei zwei Reifenfülldrücken

3.2.2 Bereich höherer Querbeschleunigungen (nichtlineare Reifeneigenschaften)

Das oben genutzte „Dreiecksmodell“, allgemein als Kammmodell bezeichnet, bei dem die Profilstollen durch die einzelnen Zinken dargestellt werden, lässt sich auch für den Bereich höherer Querbeschleunigungen anwenden, bei dem die Profilstollen im Latsch beginnen zu gleiten.

Die Kräfte, die durch die Querdeformation an den einzelnen Stollen hervorgerufen werden, müssen jeweils durch Reibkräfte zwischen Fahrbahn und Profilstollen übertragen werden. Bei steigendem Schräglaufwinkel mit entsprechend großen Deformationen reißen zunächst die Stollen im hinteren Latschbereich ab und beginnen auf der Fahrbahn zu gleiten. Da das Gleitreibniveau des Gummis auf der Fahrbahn in der Regel geringer ist als das Maximum der vorher vorliegenden Haftreibung, verformt sich der Profilstollen wieder leicht zurück (**Bild B-9**, unten). Während im linearen Betriebsbereich des Reifens die Seitenkraft noch linear mit dem Schräglaufwinkel ansteigt, verhält sie sich nun bei weiter steigendem Schräglaufwinkel degressiv bis sich ein mehr oder weniger stark ausgeprägtes Maximum der Kraft ausbildet. Bei sehr großem Schräglaufwinkel fängt das Gleiten bereits sehr nah am Beginn des Latsches an, eine weitere Zunahme des Schräglaufwinkels führt dann zu keiner Zunahme der Seitenkraft mehr. Eher im Gegenteil, da durch größere Schräglaufwinkel die lokalen Gleitgeschwindigkeiten des Profils auf der Fahrbahn vergrößert werden, die lokale Gummitemperatur im Latsch sich stark erhöht, was den Gleitreibwert weiter herabsetzt.

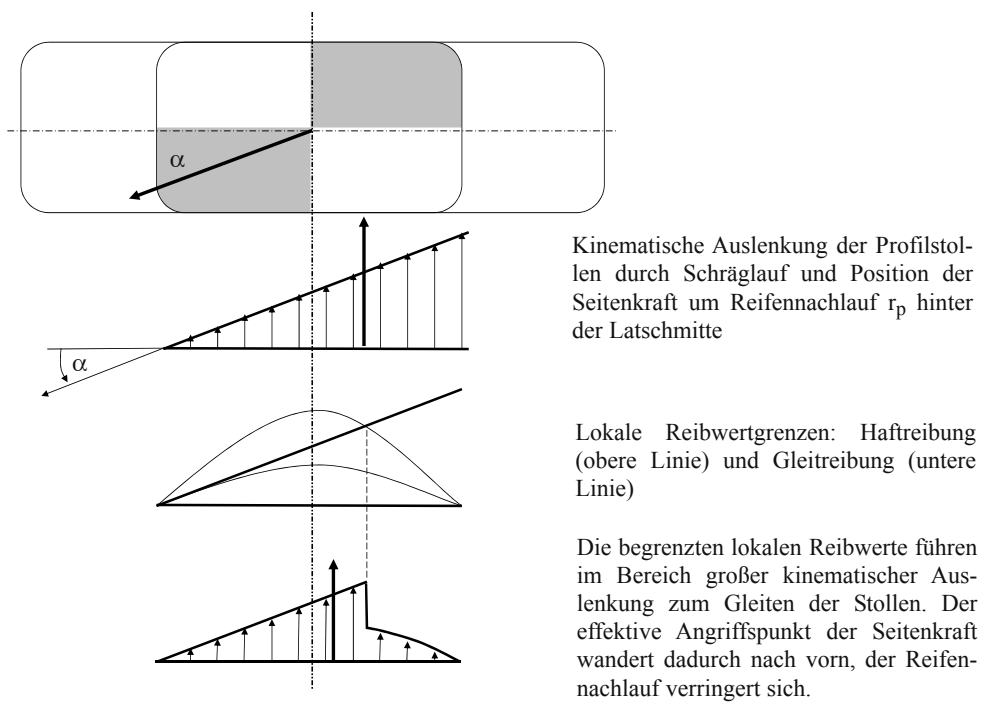


Bild B-9 Kinematische Auslenkung der Profilstollen im Latsch und Begrenzung durch lokalen Reibwert, ohne Gürtelbiegung, schematisch

Der Reifennachlauf ist im linearen Bereich des Reifens nahezu konstant. Wenn die ersten Bereiche am Ende des Reifenlatsches zu gleiten beginnen, verlagert sich der Schwerpunkt der Stollenkräfte weiter nach vorn, der Reifennachlauf verkleinert sich also bei zunehmendem Schräglaufwinkel (vgl. **Bild B-9**, unten). Da die Seitenkraft gleichzeitig auch nicht mehr so stark ansteigt, zeigt das Rückstellmoment einen stark degressiven Verlauf über dem Schräglaufwinkel. Weiter zunehmender Schräglaufwinkel lässt den Kraftangriffspunkt zunehmend in Richtung Latschmitte wandern, sodass in etwa in dem Bereich, in dem die Seitenkraft ihr Maximum erreicht ein starker Abfall des Rückstellmoments auftritt (vgl. **Bild B-10**). Dies ist bei entsprechender Auslegung der Lenkunterstützung für den Fahrer deutlich im Lenkradmoment spürbar und hat damit einen Informationsgehalt bezüglich der Annäherung an den Grenzbereich des Fahrzeugs. Bei noch größeren Schräglaufwinkeln

kann der effektive Angriffspunkt der Seitenkraft schließlich vor der Latschmitte liegen, der Nachlauf wechselt also sein Vorzeichen. Steigt der Schräglaufwinkel weiter, herrscht aber wieder ein Kräftegleichgewicht zwischen vorderem und hinterem Latschbereich, der Nachlauf geht also zurück gegen Null. Dieses Verhalten des Reifennachlaufs wird unter anderem bei der kinematischen Abstimmung des Lenkverhaltens beim Parkieren relevant, wenn aus Gründen der Wendekreisreduktion die Vorderräder annähernd parallel einschlagen müssen und dadurch größere Schräglaufwinkel durch Verspannung der Achse auftreten, die den Nachlauf reduzieren und in Verbindung mit dem ebenfalls veränderlichen kinematischen Nachlauf der Achse im schlechtesten Fall zu einer selbsteindrehenden Lenkung führen können.

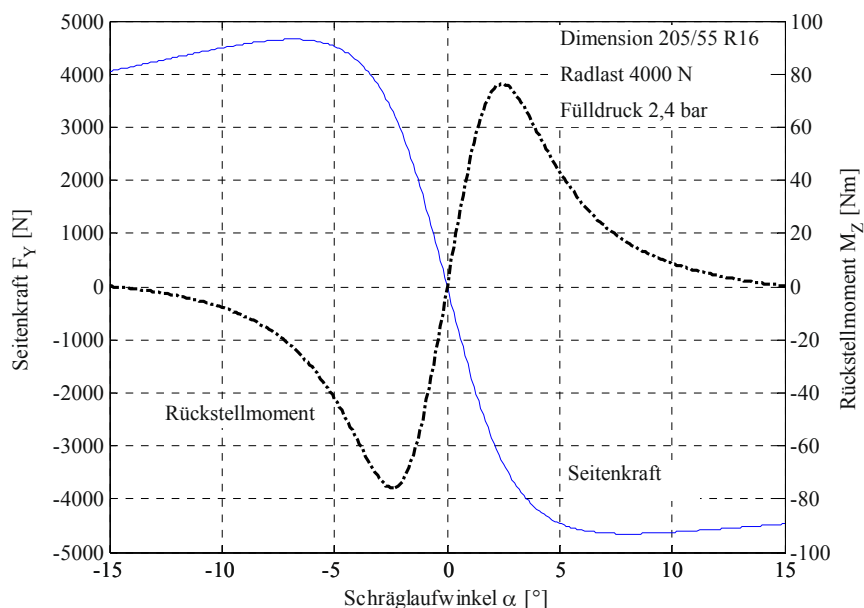


Bild B-10 Seitenkraft und Rückstellmoment als Funktion des Schräglaufwinkels

Die maximal übertragbaren Seitenkräfte sind auf festen Untergründen stark von den Eigenschaften der beiden Reibpartner Fahrbahnoberfläche und Laufstreifengummi abhängig. Auf trockenen Asphaltfahrbahnen können lokale Haftreibwerte am Profilstollen größer zwei (übertragbare Horizontalkraft bezogen auf die Vertikalkraft) auftreten. Wie oben aber erläutert, tritt im Latsch immer eine Mischung aus Haftbereichen und Gleitbereichen auf, sodass das maximale Kraftschlusspotenzial des Reifens insgesamt deutlich geringer ausfällt. Auf guten Asphaltfahrbahnen können heutige Serienhochleistungsreifen einen Reibwert bis etwa 1,3 erzielen, gewöhnliche Reifen liegen im Bereich 1,1, können aber auch knapp unter eins fallen.

Der maximale Kraftschluss des Reifens wird auch durch die Struktursteife des Reifens mitbestimmt. Bei hohen Radlasten und hohen Seitenkräften wird der Latsch relativ zur Felge stark verzogen, im Extremfall kann er sogar einseitig von der Fahrbahn abheben. Dadurch erhöht sich der lokale Anpressdruck der noch in Kontakt verbleibenden Profilstollen im Latsch. Höherer lokaler Druck führt bei Gummi aber nicht in gleichem Maße zu einer Erhöhung der Reibkraft. Dadurch sinkt das Kraftschlusspotenzial des Reifens. Da sich dieses „Einknicken“ der Reifenstruktur unter höheren Lasten verstärkt, fällt das absetzbare Kraftschlusspotenzial mit zunehmender Radlast ab, die maximal übertragbare Horizontalkraft verhält sich also degressiv bei steigender Radlast. Dies gilt besonders für

die Seitenkraft. In Umfangsrichtung ist die Struktur des Reifens deutlich steifer und verformt sich dadurch unter Längskräften weniger.

Die Struktursteifigkeit wird erhöht, wenn der Gürtel steifer ausgelegt oder breiter wird, wenn die Seitenwände verstärkt werden, das Querschnittsverhältnis des Reifens verringert wird, die Felgenmaulweite vergrößert wird oder wenn der Fülldruck erhöht wird. Alle Versteifungsmaßnahmen können auch dazu führen, dass die Druckverteilung im Reifenlatsch ungleichmäßiger wird oder im Mittel höher liegt, wenn sich der Latsch durch die Versteifungsmaßnahmen verkleinert. In der Reifenentwicklung ist hier gegebenenfalls fahrzeugabhängig das Optimum zu finden.

3.2.3 Einfluss durch Sturzwinkel

Wenn der Reifen geradeaus läuft oder nur kleine Schräglaufwinkel im linearen Betriebsbereich des Reifens vorliegen, werden durch den Sturzwinkel Profilstollendeformationen hervorgerufen, die Seitenkräfte erzeugen. Diese Seitenkräfte bezogen auf den Sturzwinkel (Sturzseitenkraftsteife) betragen nur etwa 1/10 der Schräglaufsteife, ohne aber mit der Schräglaufsteife in direktem Zusammenhang zu stehen. Sie wirken in die Richtung, in die der Reifen gestürzt wird (**Bild B-11**).

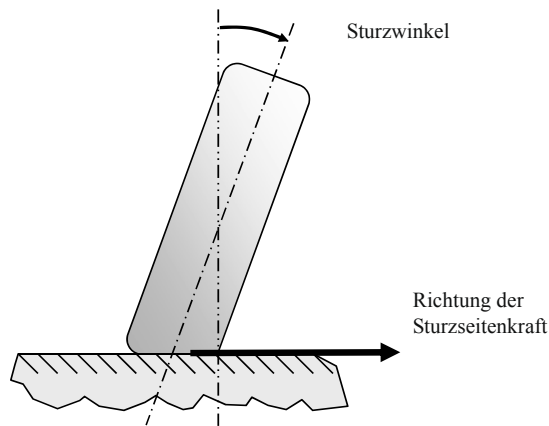


Bild B-11 Sturzwinkel und Richtung der resultierenden Sturzseitenkraft (Straße auf Reifen)

Sturzwinkel rufen auch ein Moment um die Hochachse des Reifens hervor. Das resultiert aus einer Verdrillung der Profilstollen im Latsch und aus der asymmetrischen Form des Latsches in Querrichtung unter Sturz. Während das Schräglaufrückstellmoment versucht, den erzeugenden Schräglaufwinkel zurück zu drehen, also gegen die Seitenkraft dreht, versucht, das Sturzmoment in die Richtung, in die die Seitenkraft von der Fahrbahn auf den Reifen wirkt, zu drehen.

Bei hohen Querbeschleunigungen im nichtlinearen Bereich des Reifens kann durch einen gezielt aufgebrauchten Sturzwinkel die Stellung des Reifens zur Fahrbahn so optimiert werden, dass das Kippen des Latsches zur Felge unter hohen Seitenkräften durch das „Entgegenkippen“ des Rads zum Teil kompensiert wird, sodass etwas höhere Seitenkraftpotenziale erzielt werden können.

Sturzwinkel werden nicht nur durch Kippen des Rads hervorgerufen, sondern auch durch quergelegte Fahrbahnen. Durch Fahrbahnunebenheiten werden so am Reifen auch bei Geradeausfahrt unabhängig von Vorspureffekten Seitenkräfte und Momente um die Radhochachse erzeugt, die über die Lenkung abgestützt werden müssen.

3.3 Transientes Verhalten der Reifenseitenkraft

B

Der Reifen generiert Seiten- und Längskräfte durch lokale Deformationen des Gummis im Laufstreifen, der sich am Reifengürtel abstützt.

Die Deformationen im Laufstreifen selbst sind (bei starrem Gürtel) schnell erreicht, nämlich wenn z. B. nach einem Schräglaufwinkelsprung ein Profilstollen den Latsch eineinhalb Mal von vorn bis hinten durchlaufen hat. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 20 m/s und einer Latschlänge von 15 cm ist das etwas mehr als 1/100 s. Eine Zeit, die fahrdynamisch nicht von Bedeutung ist. Erst bei geringen Geschwindigkeiten werden die Mechanismen im Latsch bezüglich des zeitlichen Aufbaus relevant, insbesondere im Bereich des Parkierens, wenn auch Bohrmomentenanteile zur Berechnung des Lenkmoments berücksichtigt werden müssen.

Der Gürtel muss die im Latsch generierten Kräfte über die Karkasse an die Felge weiterleiten, dazu ist eine Verschiebung des Gürtels im Latschbereich relativ zur Felge erforderlich. Für den Betrag der Auslenkung ist die Steifigkeit der Lagerung des Latsches relativ zur Felge bestimmend. Bei Seitenkräften kann die Auslenkung des Latsches zur Felge maximal mit der Relativgeschwindigkeit $v_{yL} = \alpha \cdot v_x$ erfolgen. Bei einer Quersfedersteifigkeit eines Reifens von $c_{Ly} = 200 \text{ N/mm}$ und einer Schräglaufsteifigkeit $C_\alpha = 2000 \text{ N/}^\circ$ sowie einer Fahrgeschwindigkeit $v_x = 20 \text{ m/s}$ ergibt sich nach dem Verzögerungsansatz erster Ordnung für Reifenseitenkräfte von Böhm (1966) eine Eckfrequenz von etwa $f_e = 5 \text{ Hz}$. Eine Frequenz, die fahrdynamisch relevant werden kann. Aufgrund der Geschwindigkeitsproportionalität verliert dieser Effekt aber mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit an Bedeutung.

$$\frac{1}{2\pi \cdot f_e} = T_e = \frac{C_\alpha}{c_{yL} \cdot v_x}$$

Die in diesem Zusammenhang relevante Quersfedersteifigkeit des Reifens wird maßgeblich durch Reifenbreite/Felgenmaulweite, Reifenseitenwandhöhe, Fülldruck und Seitenwandsteifigkeit beeinflusst. Dabei spielt das fülldruckbeaufschlagte Gas im Reifen eine maßgebende Rolle.

3.4 Zusammenfassung Reifeneigenschaften

Entscheidende Reifeneigenschaften für das Lenkverhalten sind Schräglaufsteifigkeit und Reifennachlauf. Die Schräglaufsteifigkeit lässt sich im Bereich geringer Querbeschleunigungen bis etwa 3 bis 4 m/s² zur Berechnung der Seitenkraft als Funktion des Schräglaufwinkels heranziehen, solange eine konstante Radlast betrachtet wird. Als Funktion der Radlast verhält sich die Schräglaufsteife degressiv, während der im Bereich geringer Querbeschleunigungen ebenfalls annähernd konstante Reifennachlauf etwa proportional zur Radlast ist.

Bei höheren Querbeschleunigungen erreicht die Seitenkraft als Funktion des Schräglaufwinkels ein Maximum und fällt danach in der Regel wieder leicht ab. Der Reifennachlauf fällt in diesem Betriebsbereich stark ab und kann sogar sein Vorzeichen ändern, d. h. das Reifenrückstellmoment kann bei großem Schräglaufwinkel seine Richtung ändern.

Bei gegebenem Reifen kann sich das Reifenverhalten über den Fülldruck verändern lassen. Ein erhöhter Fülldruck bewirkt dabei in der Regel:

- eine geringere Schräglaufsteife bei statischer Radlast (bei sehr schmalen Reifen oder sehr niedrigen Fülldrücken kann auch eine Erhöhung resultieren).
- eine geringere Degressivität der Schräglaufsteife als Funktion der Radlast (führt bei sehr hohen Radlasten zu höheren Schräglaufsteifigkeiten als bei dem geringeren Fülldruck).
- Eine geringere Degressivität des Kraftschlussmaximums in Querrichtung als Funktion der Radlast.

- Einen kürzeren Reifennachlauf, somit ein verringertes Reifenrückstellmoment.
- Einen schnelleren transienten Reifenquerkraftaufbau.

Die Reifentemperatur und der Verschleißzustand haben ebenfalls erheblichen Einfluss auf die Reifencharakteristiken, insbesondere im linearen Betriebsbereich des Reifens.

4 Lenkradmoment

Das Lenkradmoment ist neben den Fahrzeugreaktionen die wichtigste Größe zur Beeinflussung des Lenkgefühls eines Fahrzeugs (siehe Kapitel G). Es wird mit dem haptischen Sinneskanal wahrgenommen und kann so vom Menschen sehr schnell verarbeitet werden. In der Entwicklungspraxis wird der Lenkradmomentenverlauf durch Testfahrten iterativ optimiert. Es wird beispielsweise die Servounterstützung, Achskinematik, Reifencharakteristik etc. geändert um das gewünschte Lenkgefühl zu erhalten. Diese Vorgehensweise benötigt sehr erfahrene Testingenieure und relativ lange Entwicklungszeiten. In der Vergangenheit sind deshalb bereits viele Anstrengungen unternommen worden, um Anhaltswerte für das Lenkradmoment zu erarbeiten, welche ein harmonisches Lenkgefühl gewährleisten. Sowohl der theoretische Hintergrund als auch Aspekte des Lenkradmomentenverlaufs über die Fahrzeugquerbeschleunigung wurden in Mitschke (2003) zusammengefasst. Nach wie vor unterscheiden sich die Lenkradmomentenverläufe von aktuellen Fahrzeugen erheblich (Bartenheier 2004).

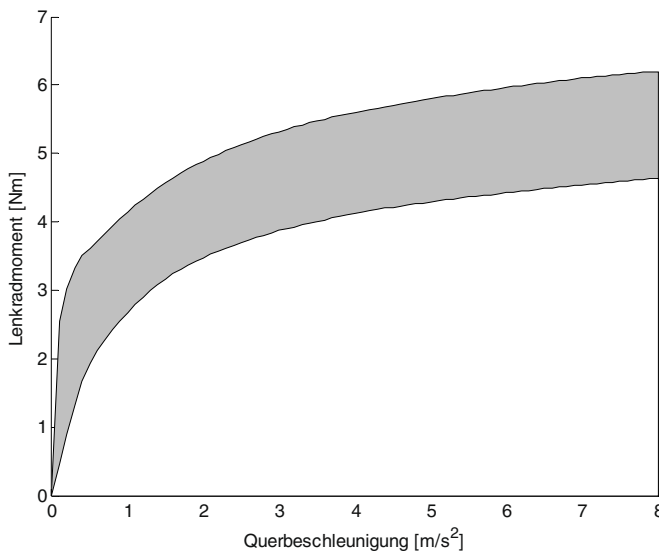


Bild B-12 Bereich von gemessenen Lenkradmomentenverläufen von Sportfahrzeugen (Pfeffer und Harrer 2007)

Für Fahrzeuge mit Lenkkraftunterstützung ergibt sich ein reduzierter Lenkmomentengradient mit steigender Querbeschleunigung. Aus der Mittellage heraus wird die Lenkkraftunterstützung sehr niedrig gewählt um ein ausgeprägtes Mittengefühl zu erhalten. Mit zunehmender Querbeschleunigung und somit zunehmender Reifenseitenkraft nimmt die Lenkkraftunterstützung überproportional zu und somit das Lenkradmoment degressiv ab. Den Bereich der gemessenen Lenkradmomentenverläufe von verschiedenen Sportwagen zeigt **Bild B-12**. Es ist ersichtlich, dass auch der Lenkradmomentenverlauf über einen weiten Bereich streut, obwohl es sich hier um nur ein Fahrzeugsegment

handelt. In der Fahrzeugentwicklung stellt sich die Frage, wie der „optimale“ Kurvenverlauf auszu-
sehen hat, um einen harmonischen Lenkradmomentenverlauf zu erhalten (Heißing und Brandl
2002). Dieses Kapitel behandelt deshalb, wie das Lenkradmoment bei stationärer Kurvenfahrt be-
rechnet werden kann. Darüber hinaus wird ein Verfahren gezeigt, wie die analytische Berücksichti-
gung der Lenkunterstützung erfolgt, um eine harmonische Lenkunterstützung zu erreichen. Die
Betrachtungen beziehen sich ausschließlich auf das quasistationäre Lenkradmoment ohne Einfluss
der Reibung und der Dynamik. In der Fahrzeugentwicklung sind natürlich auch das Reibungs- und
das Dynamikverhalten des Lenkradmoments äußerst wichtig, jedoch bildet das quasistationäre Ver-
halten die Basis für die weitere Feinabstimmung der Lenkkraftunterstützung (Braess 2001).

4.1 Lenkradmomentenberechnung

Das Lenkgefühl ist besonders wichtig für Geschwindigkeiten über 60 km/h, bei diesen Geschwindig-
keiten treten kleine Lenkradwinkel auf. Deshalb kann hier im Folgenden die kinematische Lenküber-
setzung als konstant angenommen werden. Auch die Gewichtsrückstellung durch die Achskinematik
kann bei kleinen Lenkradwinkeln vernachlässigt werden. Falls Antriebs- oder Bremsmomente auf die
Vorderräder wirken, erzeugen diese ein Moment um die Hochachse und beeinflussen deshalb das
Lenk(rad-)moment (Blue 2011). Dieser Effekt kann in der nachfolgenden Berechnung durch einen
geänderten „effektiven“ Reifennachlauf berücksichtigt werden. Durch die Beschränkung auf modera-
te Querbeschleunigungen wird der Reifennachlauf als konstant angenommen. Die Reibung im Lenk-
system wird ebenso vernachlässigt.

Das Lenkmoment um Lenkachse M_S kann berechnet werden als Reifenseitenkraft F_{YF} von linkem und
rechten Rad mal der Summe des konstruktiven Nachlaufs r_τ und des Reifennachlaufs r_P (**Bild B-13**).

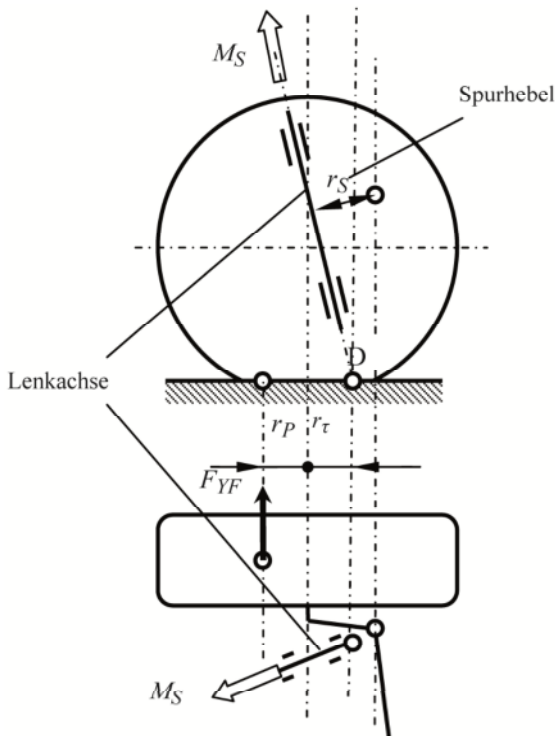


Bild B-13

Lenkmoment am linken Vorderrad

Die Formel B.1 ist gültig für kleine Lenkwinkel, wie sie bei höheren Fahrgeschwindigkeiten typischerweise auftreten.

$$M_S = F_{YF} \cdot (r_\tau + r_P) \quad \text{B.1}$$

Der Fahrer muss ein um die kinematische Lenkübersetzung i_S und die Lenkungsverstärkung A_S reduziertes Lenkradmoment M_H aufbringen (Mitschke 2003).

$$M_H = \frac{M_S}{i_S \cdot A_S} \quad \text{B.2}$$

Diese Gleichung gilt auch als die Definitionsgleichung für die Lenkungsverstärkung A_S .

Die abstützende Querkraft bei stationärer Kreisfahrt, welche gleich der Reifenseitenkraft an der Vorderachse sein muss, ergibt sich aus der anteiligen Masse des Fahrzeugs an der Vorderachse m_F mal der Querbeschleunigung a_Y .

$$F_Y = m_F \cdot a_Y = m_F \cdot \frac{v^2}{\chi} \quad \text{B.3}$$

Kombiniert man nun Gleichung (B.1) bis (B.3), so ergibt sich folgende Gleichung für das Lenkradmoment, welches vom Fahrer aufzubringen ist.

$$M_H = \frac{m_F \cdot (r_\tau + r_P)}{i_S \cdot A_S} \cdot a_Y = \frac{m_F \cdot r}{i_S \cdot A_S} \cdot a_Y = \frac{M_S}{i_S \cdot A_S} \quad \text{B.4}$$

r bezeichnet dabei den Gesamtnachlauf.

Durch Ableitung nach der Querbeschleunigung unter Annahme eines konstanten Gesamtnachlaufs r und konstanter Lenkübersetzung ergibt sich der Lenkradmoment-Querbeschleunigungsgradient wie folgt:

$$\frac{dM_H}{da_Y} = \frac{m_F \cdot n}{i_S} \frac{\left(A_S \cdot a_Y \frac{dA_S^2}{da_Y} \right)}{A_S^2} \quad \text{B.5}$$

Für Fahrzeuge ohne Lenkunterstützung ist die Lenkkräfteverstärkung $A_S = 1$, daraus folgt ein konstanter Lenkradmoment-Querbeschleunigungsgradient unabhängig von der Querbeschleunigung. Zielbereiche für diesen Gradienten sind in Kapitel G angegeben:

$$\frac{dM_S}{da_Y} = \frac{m_F \cdot r}{i_S} \quad \text{B.6}$$

4.2 Lenkungsverstärkung

Die Lenkungsverstärkung kann unter Einführung des Rückstellfaktors C_A aus Gleichung (B.4) wie folgt berechnet werden:

$$A_S = \frac{m_F \cdot r}{i_S \cdot M_S} \cdot a_Y = C_A \cdot \frac{a_Y}{M_S} \quad \text{B.7}$$

Der Rückstellfaktor berechnet sich aus der anteiligen Fahrzeugmasse an der Vorderachse mal dem Gesamtnachlauf geteilt durch die kinematische Lenkübersetzung. Er stellt ein fahrzeugspezifisches Maß für das Rückstellungsvermögen bzw. für die Mittenzentrierung dar. Der Zahlenwert des Rückstellfaktors entspricht dem Lenkradmoment bei 1 m/s^2 Querbeschleunigung ohne Lenkunterstüt-

zung. Als Einheit für den Rückstellfaktor kann neben den kgm auch $\text{Nm}/(\text{m/s}^2)$ verwendet werden. Da der Rückstellfaktor fahrzeugspezifisch und somit unabhängig von der Querbeschleunigung ist, kann durch die Messung des Lenkradmoments und der Querbeschleunigung die Form der Lenkungsverstärkung über der Querbeschleunigung bestimmt werden (**Bild B-14**).

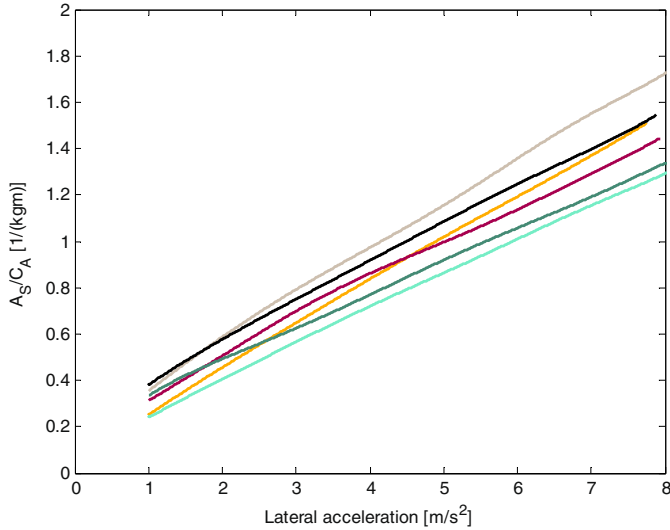


Bild B-14 Lenkungsverstärkungsfunktion A_S bezogen auf den Rückstellfaktor C_A in Abhängigkeit der Querbeschleunigung für unterschiedliche Fahrzeuge

Die Auswertungen der Lenkungsverstärkung von verschiedenen Fahrzeugen ergaben, dass Fahrzeuge eine annähernd linear mit der Querbeschleunigung ansteigende Lenkkräfteverstärkung A_S haben (**Bild B-14**). Fahrzeuge, welche bezüglich Lenkradmomentenverlauf subjektiv als sehr harmonisch beurteilt wurden, zeigen ein besonders ausgeprägtes lineares Verhalten. Deshalb wird im Folgenden von der Hypothese ausgegangen, dass die optimale Lenkungsverstärkung linear über die Querbeschleunigung ansteigt (Pfeffer und Harrer 2007).

Damit lässt sich die Lenkungsverstärkung A_S als lineare Funktion von der Querbeschleunigung darstellen. Es gilt dann:

$$A_S = C_A \cdot (D_A + K_A \cdot a_Y) = \frac{m_F \cdot r}{i_S} \cdot (D_A + K_A \cdot a_Y) \quad \text{B.8}$$

Der Parameter D_A gibt die Grundunterstützung an und wird deshalb als Gradientenfaktor bezeichnet. Der Degrassivitätsfaktor K_A bestimmt, wie stark das Lenkradmoment mit Zunahme der Querbeschleunigung abflacht. Diese Lenkungsverstärkungsfunktion ist für eine rein manuelle Lenkung (ohne Unterstützung, d. h. $D_A = i_S / (m_F \cdot r) = 1/C_A$ und $K_A = 0$) und für verschiedene Parameter K_A in der **Bild B-15** zu sehen.

Mit Gleichungen (B.4) und (B.8) ergibt sich nun folgender Lenkradmomentenverlauf über die Querbeschleunigung:

$$M_H = \frac{m_F \cdot r}{i_S \cdot A_S} \cdot a_Y = \frac{m_F \cdot r}{i_S \cdot \frac{m_F \cdot r}{i_S} \cdot (D_A + K_A \cdot a_Y)} \cdot a_Y = \frac{1}{\frac{D_A}{a_Y} + K_A} \quad \text{B.9}$$

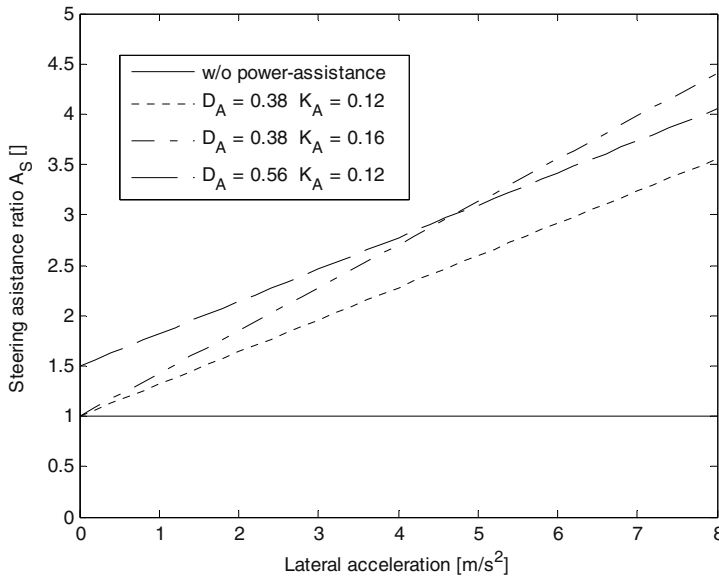


Bild B-15 Lenkungsverstärkungsfunktion in Abhängigkeit der Querbewegung

Dieser Lenkradmomentenverlauf der Gleichung (B.9) ist in **Bild B-16** dargestellt. Ohne Lenkunterstützung ergibt sich der lineare Anstieg des Lenkradmoments über der Querbewegung, mit Lenkunterstützung wird der Anstieg degressiv. Diese Charakteristik ist natürlich auch in den Messungen zu sehen (**Bild B-12**).

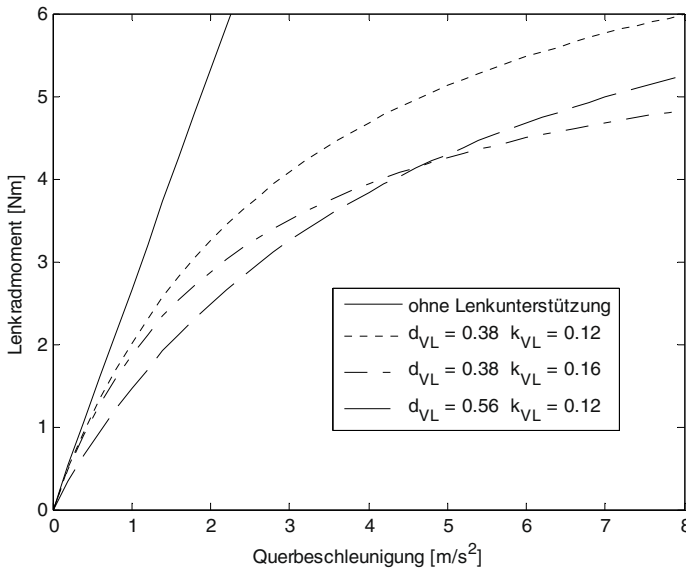


Bild B-16 Lenkradmoment über Querbewegung mit linearer Lenkungsverstärkungsfunktion A_S

Je größer der gewählte Degressivitätsfaktor K_A , desto schneller flacht die Lenkradmomen­tenkurve ab. Durch die lineare Lenkungsverstärkungsfunktion ist ein harmonischer Lenkradmomen­tenanstieg gewährleistet. Es muss lediglich der Gradientenfaktor D_A und der Degressivitätsfaktor K_A festgelegt werden. In der Praxis kann das durch Zielwerte für das Lenkradmoment über der Querbeschleunigung für zwei oder mehr Punkte erfolgen. Eine zeitaufwendige, punktuelle Optimierung des Lenkunterstützungskennfeldes entfällt damit.

4.3 Lenkunterstützungsmoment

Das gesamte Lenkmoment um die Lenkachse der Vorderräder ergibt sich nun aus dem Lenkunterstützungsmoment und dem vom Fahrer aufgebrauchten Moment (**Bild B-17**).

Für die Abstimmung von Lenksystemen wird in der Praxis mit der Unterstützungskennlinie in Abhängigkeit vom Lenkradmoment gearbeitet. Das benötigte Lenkunterstützungsmoment M_A errechnet sich aus der Differenz des Lenkmoments an den Rädern und dem vom Fahrer aufgebrauchten Moment:

$$M_A = M_S - M_H \cdot i_S \quad \text{B.10}$$

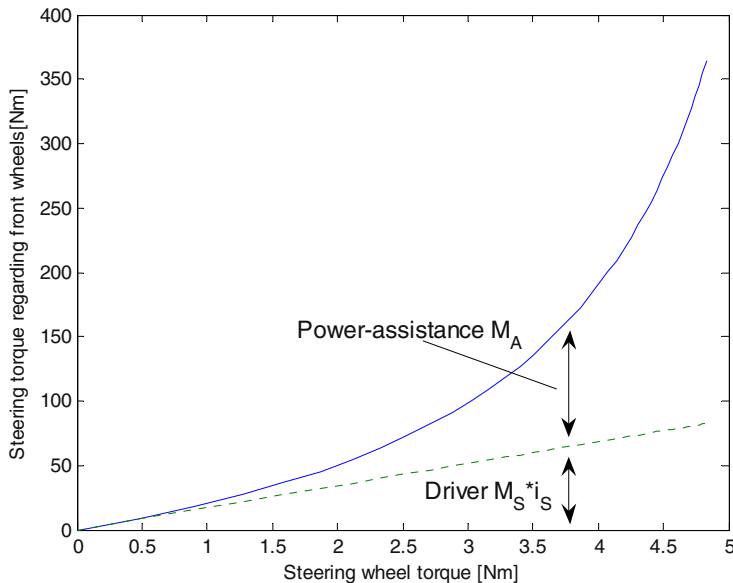


Bild B-17 Lenkmoment und Lenkunterstützungsmoment in Abhängigkeit des Lenkradmoments

Durch Einsetzen der Gleichungen (B.2), (B.7) und (B.9) kann das Lenkunterstützungsmoment auch als Funktion der Querbeschleunigung oder als Funktion des Lenkradmoments ausgedrückt werden.

$$M_A = \frac{a_Y (m_F \cdot r \cdot D_A + m_F \cdot r \cdot K_A \cdot a_Y + i_S)}{D_A + K_A \cdot a_Y} = \frac{M_H (m_F \cdot r \cdot D_A + i_S \cdot M_H \cdot K_A - i_S)}{1 - K_A \cdot M_H} \quad \text{B.11}$$

Mit dieser Formel kann das benötigte Lenkunterstützungsmoment in analytischer Form ausgedrückt werden. Dadurch kann die Parametrierung des Unterstützungskennfeldes nur mit dem Gradientenfaktor D_A und dem Degressivitätsfaktor K_A in Abhängigkeit des Lenkradmoments oder der Querbeschleunigung erfolgen.

Bei hydraulischen Lenkungen ergibt sich die Lenkkraftunterstützung aus dem Differenzdruck der rechten und der linken Arbeitskammer im Zylinder und bei elektromechanischen Lenksystemen aus dem angelegten Motorstrom. Dieser Differenzdruck berechnet sich wie folgt:

$$\Delta p = \frac{M_A}{r_S \cdot A_P} \quad \text{B.12}$$

Bei elektromechanischen Lenkungen kann der benötigte Motorstrom I_E mit Hilfe der Motorkonstante K_T und dem Übersetzungsverhältnis i_E von Motorwelle zum Lenkwinkel am Vorderrad berechnet werden:

$$I_E = \frac{M_A}{i_E \cdot K_T} \quad \text{B.13}$$

Mit diesem Ansatz einer linearen Lenkungsverstärkung über der Querbewegung kann ein harmonischer, quasistationärer Lenkradmomentenverlauf erreicht werden. Durch diese kompakte, analytische Festlegung der Lenkungsverstärkung ist es somit möglich, die benötigte Lenkunterstützung mit nur zwei Parametern festzulegen. Zur Abbildung der Geschwindigkeitsabhängigkeit braucht nur jeder Geschwindigkeit ein Wertepaar von Gradientenfaktor und Degressivitätsfaktor zugeordnet werden. Der Gradientenfaktor D_A gibt an, wie stark das Lenkradmoment aus der Mittellage ansteigt und der Degressivitätsfaktor K_A beeinflusst beim Weiterlenken die darauf folgende Abflachung des Lenkradmomentenverlaufs. Mit diesem analytischen Ansatz kann daher sehr elegant und effizient die Form der Lenkunterstützung festgelegt werden und eine punktweise Festlegung der Lenkunterstützung entfällt. Aus der gewünschten Lenkunterstützung leitet sich direkt der benötigt Verlauf des Unterstützungsdruckes bei hydraulischen Lenkungen bzw. des benötigten Motorstroms bei elektromechanischen Lenksystemen ab und der harmonische Verlauf des Lenkradmoments ist gewährleistet.

5 Allradlenkung

Bei Sonderfahrzeugen schon lange bekannt, präsentierten japanische Autohersteller ab 1985 (Sano et al. 1985 und 1987) zur Verbesserung der Fahrdynamik eine Hinterradlenkung, die mechanisch an die Vorderachse angekoppelt war.

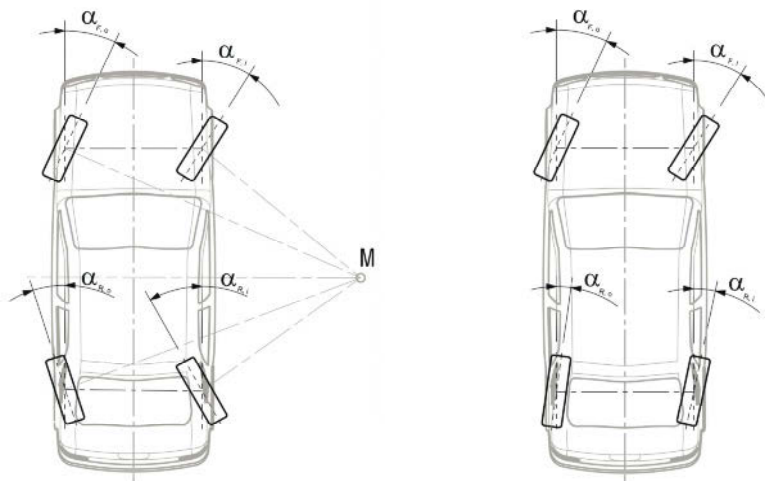


Bild B-18 Lenkstrategie Allradlenkung: Niedrige Geschwindigkeit mit gegensinnigem (links) und bei hohen Geschwindigkeiten gleichsinnigem Einschlag (Heißing und Ersoy 2007)

Wie **Bild B-18** zeigt, war das System so ausgelegt, dass bei großen Lenkeinschlägen (niedrige Fahrgeschwindigkeiten) die Agilität erhöht, bei kleinen Lenkeinschlägen (höhere Fahrgeschwindigkeit) dagegen der Schwimmwinkel und die Phasenverschiebung zwischen der Querbeschleunigung und der Giergeschwindigkeit reduziert, und damit die Stabilität des Fahrverhaltens erhöht wurde.

Ein nächster wichtiger Schritt war die elektronisch gesteuerte Hinderradlenkung vom BMW (ATZ 1998). Die Steuerung erfolgte mittels eines geschwindigkeits- und lenkwinkelabhängigen Kennfeldes (Bild aus ATZ oder Handbuch). In schwierigen Fahrmanövern, z. B. im doppelten Fahrspurwechsel zeigte diese Lenkung deutliche Verbesserung im Lenkaufwand, Schwimmwinkel und Gieratenverlauf, weitere Systeme folgten und werden ausführlich in Kapitel Q beschrieben.

6 Verspannungslenkung

Sämtliche Maßnahmen, welche seitliche Kräfte aufs Fahrzeug bewirken, können zum Lenken genutzt werden. Unter den Begriff Rollsteuern bzw. Wanksteuern versteht man in der Fahrzeugtechnik die Lenkbewegung durch die Spur- und Sturzünderung erzeugt durch die Wankbewegung des Aufbaues und der Auslegung der (Elasto-)Kinematik (Matschinsky 1998). Dieses Rollsteuern wird aber nur bei der Kurvenfahrt zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens genutzt. Ein aktives Erzeugen einer Wankbewegung zum Lenken würde vom Fahrer kaum akzeptiert und wird deshalb in diesen Sinne nicht angewendet, obwohl mit den Rollsteuern nennenswerte Giergeschwindigkeiten erzeugt werden können.

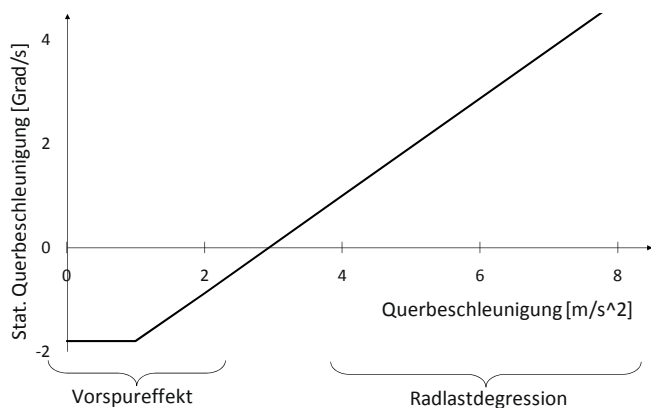


Bild B-19
Lenken durch Verspannen in Abhängigkeit der Querbeschleunigung (Rau 2007)

Ein weiterer Effekt ist das Radlaststeuern wie es bei der Verspannungslenkung genutzt wird. Das Fahrzeug ist mit vier Rädern statisch überbestimmt, deshalb können bei einem aktiven Fahrwerk die einzelnen Radlasten individuell geändert werden. Die einzelnen Räder besitzen durch die Radaufhängungsauslegung einen Spur- bzw. einen Sturzwinkel. Bei normaler Fahrt gleichen sich die lateralen Kräfte zwischen den beiden Fahrzeugseiten aus, da auch die vertikalen Radlasten annähernd gleich sind. Durch aktiv erzeugte ungleiche Radlasten können diese nun ungleichen lateralen Kräfte für das Lenken des Fahrzeugs genutzt werden, ohne dass das eigentliche Lenksystem betätigt wird (siehe **Bild B-19**). Dieser Effekt wird nur durch die diagonale Änderung der vertikalen Radlasten bewirkt ohne Aufbaubewegung zu erzeugen.

Bei größeren Querbeschleunigungen nimmt dieser so genannte Vorspur- und Sturzeffekt ab und die Gierratenänderung durch Radlastdegression wird dominant. Bei der Radlastdegression kommt der Effekt zum Tragen, dass die Seitenführungskraft degressiv mit der Radlast zunimmt, d. h. je stärker sich die Radlasten zwischen kurveninnerem und -äußerem Rad unterscheiden, je geringer wird die

resultierende Seitenkraft und auch das mögliche Seitenkraftpotenzial (siehe auch Kapitel B 3). Somit kann durch das Verspannen auch das Eigenlenkverhalten (Unter- und Übersteuern) beeinflusst werden. Mit zunehmender Wankabstützung über die Vorderachse kann beispielsweise die Untersteuerungstendenz erhöht werden und durch die stärkere Abstützung an der Hinterachse die Übersteuerungstendenz.

Dieser Effekt des Verspannens wird durch aktive Stabilisatoren, welche primär zur Wankstabilisierung eingesetzt werden, genutzt, um auch das Eigenlenkverhalten (Unter- und Übersteuern) zu beeinflussen. Mit aktiven Elementen zur Kraftgenerierung wie beim ABC-System von Mercedes kann ebenfalls dieser Verspannungseffekt erzeugt und gelenkt werden. Der Lenkeffekt durch das Verspannen hängt von der Geschwindigkeit ab und von den Spur- und Sturzauslegung der Radaufhängung. Dieser Lenkeffekt ist jedoch beträchtlich (siehe **Bild B-20**). Bei Rau (2007) wird dieser bei 80 km/h und einer Verspannung von 2500 N pro Rad mit einem Lenkradwinkel von 10° angegeben.

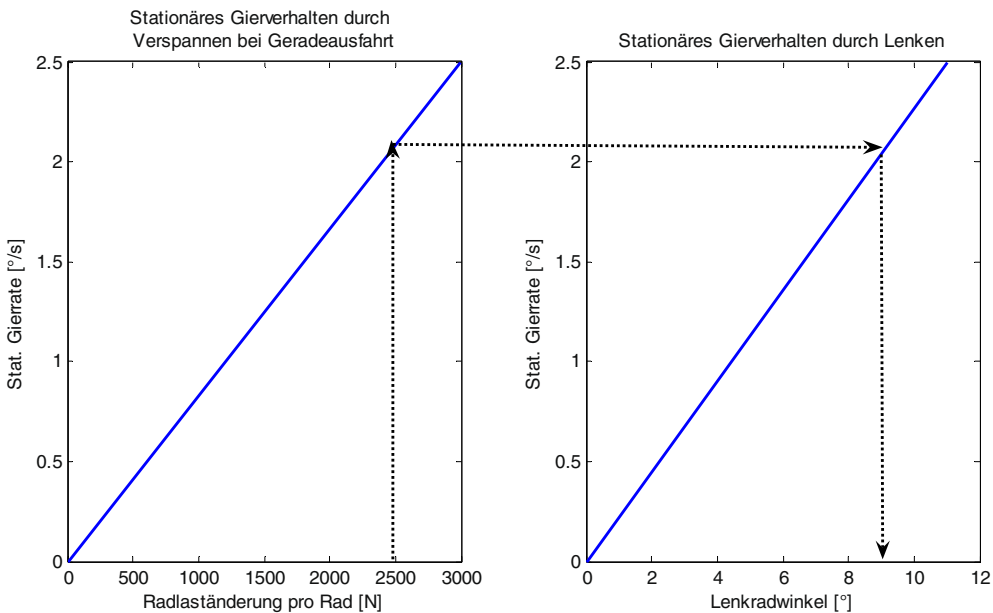


Bild B-20 Vergleich Lenkeffekt durch Verspannen mit normalem Lenken des Fahrzeugs nach Rau (2007) 80 km/h und $0,5^\circ$ Vorspur

Das Verspannungslenken kann dazu verwendet werden, einerseits den Fahrkomfort und andererseits die Fahrsicherheit oder auch die Agilität zu erhöhen. Folgende Funktionen können damit realisiert werden:

- Seitenwindkompensation
- Kompensation der Fahrbahnquerneigung
- Unterstützung der Spurführung
- Variation der Gierverstärkung und somit Steigerung der Stabilität oder der Agilität
- Unterstützung bei μ Split-Bremmung
- Stabilisierung im Grenzbereich

Da sich der Effekt des Verspannungslenkens mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit reduziert, kann das Verspannungslenken nur eine Ergänzung der normalen Lenkung sein und kann auch in Zukunft diese nicht ersetzen. Jedoch wird der vermehrte Einsatz von aktiven Elementen in Fahrwerk die Anwendung des Verspannungslenkens für die verschiedenen möglichen Funktionen verbreitern.

Literatur zu Kapitel B

- BARTENHEIER, T. (2004): Potenzial einer fahrertyp- und fahrsituationsabhängigen Lenkradmomentgestaltung. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 584. VDI Verlag: Düsseldorf 2004
- BECKER, G., FROMM, H. und MARUHN, H. (1931): Schwingungen in Automobillenkenungen („Shimmy“). Bericht der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule zu Berlin. Krayn Verlag: Berlin 1931
- BECKER, M. (2008): Wankstabilisierung für zukünftige Premiumfahrzeuge. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2008
- BLUE, D. W. (2011): The Role of Tire Overturning Moment in Steering. Tire Science and Technology: September 2011, Vol. 39, No. 3, pp. 162-167
- BÖHM, F. (1966): Zur Mechanik des Luftreifens, Habilitationsschrift. Technische Hochschule Stuttgart 1966
- BRAESS, H.-H. (2001): Lenkung und Lenkverhalten von Personenkraftwagen – Was haben die letzten 50 Jahre gebracht, was kann und muss noch getan werden? VDI-Berichte Nr. 1632. VDI Verlag: Düsseldorf 2001
- HEISSING B. und BRANDL H. J. (2002): Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens, 1. Auflage. Vogel Buchverlag: Würzburg 2002
- HOLTSCHULZE, J. (2006): Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen Schriftenreihe Automobiltechnik. fka Verlag: Aachen 2006
- HOLTSCHULZE, J. und KVASNICKA, P. (2006): Interaction Between Vehicle and Tyre in Straight Line Driving, ATZ autotechnology Edition: 2008-06
- FIALA, E. (2006): Mensch und Fahrzeug. Vieweg Verlag: Wiesbaden 2006
- MATSCHINSKY, W. (2007): Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3. Auflage. Springer: Berlin 2007
- MILLIKEN, W. F. und WHITCOMB, D. W. (1956): General introduction to a programme of dynamic research. Proc. I.Mech.E. (A.D.), S. 287–309
- MITSCHKE, M. und WALLENTOWITZ, H. (2003). Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4th edition. Springer Verlag: Berlin, Heidelberg, New York 2003
- PACEJKA, H. B. (2006): Tyre and Vehicle Dynamics, 2nd Edition. Butterworth-Heinemann
- PFEFFER, P. E. und HARRER, M. (2007): Optimaler Lenkradmomentenverlauf bei stationärer Kurvenfahrt. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover, 23.–24. Oktober 2007
- RAU, M. (2007): Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung. Dissertation, Institut für Flugmechanik und Flugregelung der Universität Stuttgart
- SANO, S. et al. (1985): Modification of Vehicle Handling Performance by Four-Wheel-Steering System, 10. ESV-Konferenz, Oxford, UK, 1985, S. 248–261
- SANO, S. et al. (1987): Operational and Design Features of the Steer Angle Dependent Four-Wheel-Steering System, 11. ESV-Konferenz, Washington DC, 12.–15. Mai 1987
- TRZESNIOWSKI, M. (2008): Rennwagentechnik, 1. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2008
- ZOMOTOR, A. (1991): Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. 2. Auflage, Vogel Buchverlag: Würzburg 1991

Lenkungshandbuch

Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von
Kraftfahrzeugen

Pfeffer, P.; Harrer, M. (Hrsg.)

2013, XXXI, 488 S. 455 Abb. in Farbe., Hardcover

ISBN: 978-3-658-00976-2