

## 2 Grundlagen der Fahrdynamik und des Allradantriebs

In diesem Kapitel werden die für das Verständnis der Arbeit erforderlichen grundlegenden fahrdynamischen Zusammenhänge vorgestellt, vgl. zur Vertiefung auch [MIT90] und [ZOM91]. Grundlagen zu Allradantriebssystemen sowohl bzgl. der fahrdynamischen Auswirkungen als auch bzgl. der Funktion der mechanischen Bauteile sind in [RIC90] und [STO04] dargestellt.

### 2.1 Reifenkräfte

Ein Reifen kann nur ein bestimmtes Maß an Längskräften sowie Seitenführungskräften auf die Straße übertragen. Diese beiden Kräfte stehen in einem direkten Zusammenhang. So reduziert sich die übertragbare Seitenkraft beim gleichzeitigen Aufbringen einer Längskraft und damit verbundenem Längsschlupf am Reifen, dargestellt in Abb. 2-1.

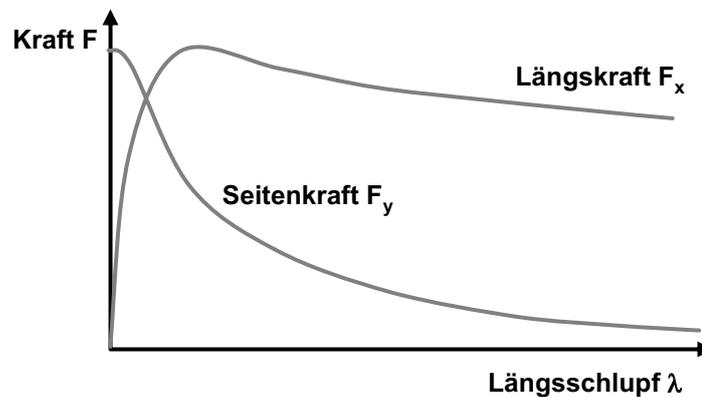


Abb. 2-1: Längs- und Seitenkraft in Abhängigkeit des Längsschlupfes [SAC06]

Die übertragbare Seitenkraft reduziert sich mit steigendem Längsschlupf streng monoton, wohingegen die Längskraft auf Hochreibwert ein Maximum aufweist und danach geringfügig abfällt. In älteren Veröffentlichungen wird das Längskraftmaximum eines Reifens bei ca. 20% angegeben, vgl. [WAL00]. Die heutzutage für sportliches Fahren ausgelegten Reifen haben dieses Maximum schon bei etwas über 5%, Winterreifen bei unter 10%. Dieser Sachverhalt ist bei Allradsystemen mit Drehzahlfehler zu beachten und wird später wieder aufgegriffen.

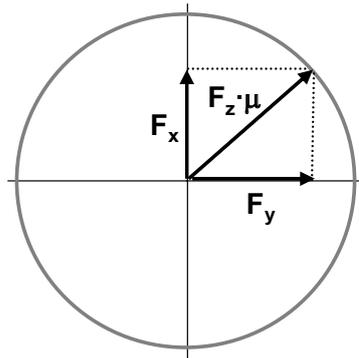


Abb. 2-2: Kamm'scher Kreis [MIT90]

Der Zusammenhang zwischen Längs- und Querkraft kann außerdem näherungsweise anhand des Kamm'schen Kreises, vgl. Abb. 2-2, dargestellt werden, welcher den Vektor aus Längs- und Querkraft des Reifens begrenzt. Der Durchmesser des Kreises begrenzt die Gesamtkraft und seine Größe variiert in Abhängigkeit des Reibwertes und der Aufstandskraft.

## 2.2 Einspurmodell

In Abb. 2-3 ist das lineare Einspurmodell mit den zugehörigen Winkel- und Geschwindigkeitsvektoren dargestellt, vgl. [WAL00].

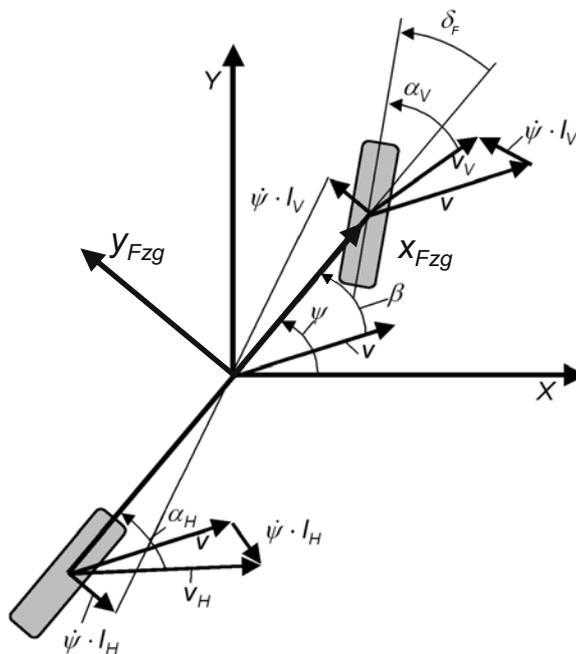


Abb. 2-3: Lineares Einspurmodell [WAL00]

Aus dem Schwerpunktsatz und Drallsatz ergeben sich die folgenden Differentialgleichungen:

$$m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) = c_{sv} \cdot \alpha_v + c_{sh} \cdot \alpha_h \quad \text{Gl. 2-1}$$

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = l_v \cdot c_{sv} \cdot \alpha_v - l_h \cdot c_{sh} \cdot \alpha_h \quad \text{Gl. 2-2}$$

Werden nun die Beziehungen für die Schräglaufwinkel eingesetzt

$$\alpha_v = \delta + \beta - \frac{\dot{\psi} \cdot l_v}{v} \quad \text{Gl. 2-3}$$

$$\alpha_h = \beta + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v} \quad \text{Gl. 2-4}$$

ergibt sich folgendes Differentialgleichungssystem für Gierrate und Schwimmwinkel:

$$\dot{\beta} = \left( -\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} \right) \cdot \beta + \left( 1 + \frac{l_v \cdot c_{sv} - l_h \cdot c_{sh}}{m \cdot v^2} \right) \cdot \dot{\psi} - \left( \frac{c_{sv}}{m \cdot v} \right) \cdot \delta \quad \text{Gl. 2-5}$$

$$\ddot{\psi} = \left( \frac{l_v \cdot c_{sv} - l_h \cdot c_{sh}}{J_z} \right) \cdot \beta + \left( -\frac{l_v^2 \cdot c_{sv} + l_h^2 \cdot c_{sh}}{J_z \cdot v} \right) \cdot \dot{\psi} + \left( \frac{l_v \cdot c_{sv}}{J_z} \right) \cdot \delta \quad \text{Gl. 2-6}$$

Werden beide Gleichungen nach einer Laplace-Transformation ineinander eingesetzt, erhält man die Übertragungsfunktion zwischen Lenkradwinkel und Gierrate:

$$\dot{\psi}(s) = \left( \frac{\dot{\psi}_v}{\delta_F} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \cdot \delta_F(s) \quad \text{Gl. 2-7}$$

Durch einen Koeffizientenvergleich ergeben sich für die Giereigenfrequenz  $\omega_e$ , das Gierdämpfungsmaß  $D$ , die Zählerzeitkonstante  $T_z$  und die stationäre Übertragungsfunktion folgende Gleichungen:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{J_z} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{J_z \cdot m \cdot v^2}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

$$D = \frac{\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{J_z \cdot v}}{2 \cdot \omega_e} \quad \text{Gl. 2-9}$$

$$T_z = \frac{m \cdot v \cdot l_v}{c_{sh} \cdot l} \quad \text{Gl. 2-10}$$

$$\left(\frac{\dot{\Psi}_V}{\delta}\right)_{\text{stat.}} = \frac{v}{l \cdot \left(1 + \frac{v^2}{v_{\text{char}}^2}\right)} \quad \text{Gl. 2-11}$$

$$v_{\text{char}}^2 = \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{m \cdot (c_{sv} \cdot l_v - c_{sh} \cdot l_h)} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Das Fahrzeugverhalten kann somit über die folgenden Größen und Parameter beschrieben werden:

Fahrzustandsgröße	Beschreibung
v	Fahrzeuggeschwindigkeit
$\delta$	Fahrerlenkwinkel

Fahrzeugparameter	Beschreibung
m	Fahrzeugmasse
$J_z$	Massenträgheitsmoment
$l_v/l_h$	Schwerpunktlage vorne / hinten
$c_{sv}/c_{sh}$	Schräglaufsteifigkeit vorne / hinten

Tab. 2-1: Notwendige Größen für das lineare Einspurmodell

Die Beschreibung des Fahrzeugverhaltens mit dem Einspurmodell ist nur im Bereich des linearen Reifenverhaltens gültig. Auf Hochreihwert kann das Reifenverhalten bis zu einer Querschleunigung von ungefähr 0,4 g als linear angesehen werden.

Die Gierverstärkung besitzt ihr Maximum bei der charakteristischen Geschwindigkeit, die bei untersteuernd ausgelegten Fahrzeugen üblicherweise zwischen 65 km/h und 125 km/h liegt, vgl. [MIT90]. Die Dämpfung des Fahrzeuges verläuft dagegen ebenso wie die Giereigenfrequenz mit steigender Fahrgeschwindigkeit üblicherweise monoton fallend, vgl. [MIT90]. Dies bedeutet, dass das Ansprechverhalten eines Fahrzeuges bei höheren Fahrgeschwindigkeiten schneller wird, während sich Über- und Nachschwingen auf Lenkeingaben verstärken.

Sollen Reifennachlauf  $n_R$  und Lenkungselastizität  $C_L$  im Einspurmodell berücksichtigt werden, muss die tatsächliche Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse folgendermaßen berechnet werden, vgl. [MIT90]:

$$c'_{sv} = \frac{c_{sv}}{1 + \frac{c_{sv} \cdot n_R}{C_L}} \quad \text{Gl. 2-13}$$

## 2.3 Allradantrieb

### 2.3.1 Einteilung der Allradsysteme

Verschiedene Möglichkeiten der Einteilung von Allradsystemen bzw. Komponenten sind bereits vorgenommen worden bzw. denkbar. Brenninger unterteilt Allradsysteme beispielsweise in die folgenden sechs Klassen, vgl. [BRE02]:

- 1) Starre Kopplung der Achsen.
- 2) Festes Momentenverhältnis (z.B. offenes Differential).
- 3) Momentenverhältnis stellt sich gemäß systemimmanenter Kennlinie ein (z.B. Viscokupplung).
- 4) Die Kennlinie, die das Momentenverhältnis beschreibt, kann variiert werden, wodurch sich das Momentenverhältnis in vorgegebenen Grenzen verändert.
- 5) Momentenverhältnis kann in Grenzen frei geregelt werden.
- 6) Momentenverhältnis kann völlig frei eingestellt werden.

Diese Klassen finden sich auch bei der in dieser Arbeit umgesetzten matrixförmigen Einteilung wieder. Eine erste Unterteilung der Systeme zur Längsverteilung erfolgt hierzu in Systeme mit Differential und Systeme, die ausschließlich mit Kupplungen realisiert sind. Eine ähnliche Einteilung wählt Lanzer [LAN03], der in permanente und zuschaltbare Systeme unterteilt. Weiterhin erfolgt in dieser Arbeit eine Unterteilung der Systeme in unregelmäßige, in selbstregelnde und in geregelte Systeme. Aus regelungstechnischer Sicht können die geregelten Allradsysteme in Anlehnung an die für Systeme zur Vertikaldynamikbeeinflussung etablierten Bezeichnungen weiter unterschieden werden. Folgende Einteilung für Vertikalregelsysteme existiert, vgl. [WAL00]:

- Passiv: Die Dämpferkraft bildet sich immer nach der gleichen Kennlinie.
- Semiaktiv: Die Kraft kann in zwei Quadranten variiert werden. Eine Variation der Kennlinie, nicht aber der Krafrichtung, ist möglich.
- Aktiv: Freie Verteilung der Kraft, bei der sowohl die Richtung als auch der Betrag verändert werden können.

Übertragen auf die Antriebsmomentenverteilung lässt sich daraus folgende Einteilung ableiten:

- Passive Momentenverteilung: Das Antriebsmoment verteilt sich bei gleichen Umweltbedingungen immer gleich, eine aktive Einflussnahme ist nicht möglich.
- Semiaktive Momentenverteilung: Es kann die Kennlinie und damit der Betrag des Momentes, nicht aber die Verlagerungsrichtung beeinflusst werden.
- Aktive Momentenverteilung: Die Verteilung kann nahezu unabhängig von den Umweltbedingungen geregelt werden. Ist der Kraftschluss noch nicht vollständig ausgenutzt, kann immer in zwei Richtungen (also z.B. von rechts nach links und von links nach rechts) Moment umverteilt werden. Systeme, die eine solch freie Verteilung ermöglichen, werden auch Torque Vectoring Systeme genannt. Ein Überlagerungs-differential sowie ein Torque Splitter stellen zwei Ausführungsformen dar, vgl. [SCH04a].

In Abb. 2-4 sind die Systeme zur Längsverteilung anhand einer Matrixstruktur klassifiziert.

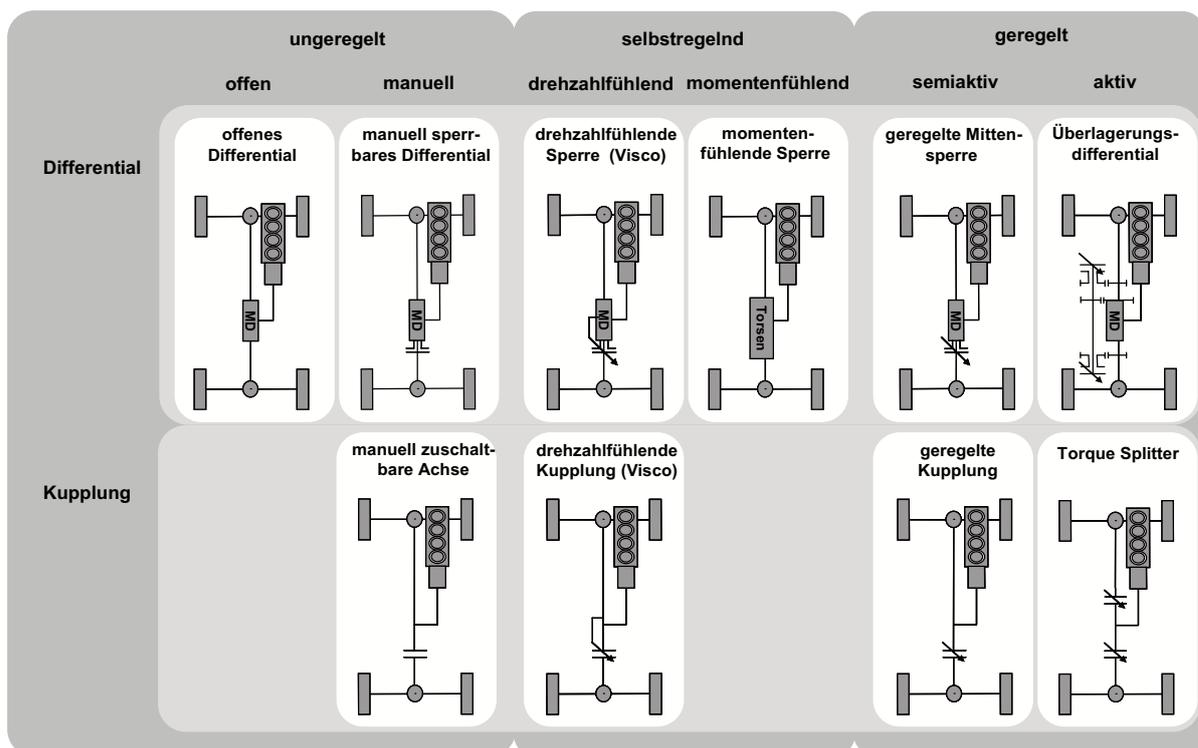


Abb. 2-4: Einteilung der Systeme zur Momentenlängsverteilung [SCH04a]