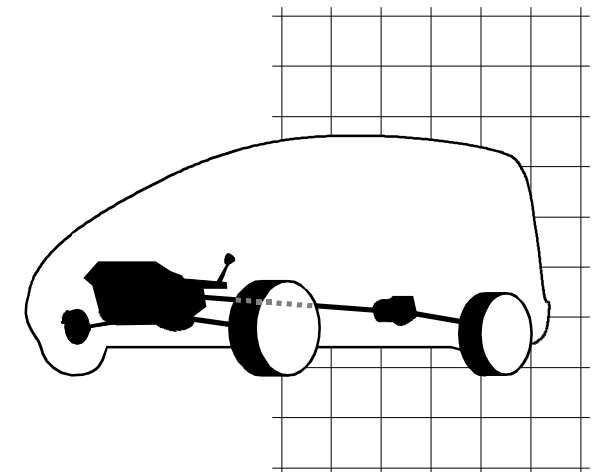


Henning Wallentowitz

Längsdynamik von Kraftfahrzeugen

- Verkehrssystem Kraftfahrzeug ●**
- Leistungs- und Energiebedarf ●**
- Antriebsstrang ●**
- Fahrzeugdynamik ●**



Herausgeber

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Henning Wallentowitz
Institut für Kraftfahrwesen Aachen (ika) RWTH Aachen
Steinbachstraße 7, D-52074 Aachen
Telefon (0241) 80-25 600 **Fax** (0241) 80 22 147
e-mail office@ika.rwth-aachen.de
www.ika.rwth-aachen.de

Assistent

Dipl.-Ing. Christian Domsch
Tel. (0241) 80 26 381
e-mail domsch@ika.rwth-aachen.de

Druck

Vervielfältigungsstelle der Hochschulverwaltung

10. Auflage / Aachen, Juni 2005

© ika

Vorlesungsmanuskript
Nachdruck, photomechanische und elektronische Wiedergabe /
Bearbeitung und Übersetzung vorbehalten

Inhalt	I
1. Einleitung.....	1
1.1 Verkehrssystem Kraftfahrzeug.....	1
1.1.1 Transportarten.....	2
1.1.2 Energiebedarf.....	7
1.1.3 Umweltbeeinflussung.....	10
1.2 Wirtschaftliche Aspekte des Kraftfahrzeugs.....	11
1.2.1 Volkswirtschaftliche Bedeutung.....	11
1.2.2 Kraftfahrzeugkosten.....	13
2. Leistungs- und Energiebedarf.....	20
2.1 Radwiderstand.....	20
2.1.1 Anteil des Reifens.....	20
2.1.2 Anteil der Fahrbahn.....	36
2.1.3 Anteil durch Schräglauf.....	43
2.1.4 Zusammenfassung der Radwiderstandanteile.....	47
2.2 Luftwiderstand.....	47
2.2.1 Strömungstechnische Grundlagen.....	47
2.2.2 Luftwiderstandsanteile.....	59
2.3 Steigungs- und Gefällewiderstand.....	65
2.4 Beschleunigungswiderstand.....	67
2.4.1 Translatorischer Anteil.....	68
2.4.2 Rotatorischer Anteil.....	68
2.4.3 Zusammenfassung der Beschleunigungsanteile.....	71
2.5 Gesamtwiderstand.....	72
3. Antriebsstrang.....	75
3.1 Energiespeicher.....	75
3.2 Antriebe (Motoren).....	78

Inhalt	II
3.2.1 Ottomotor.....	79
3.2.2 Dieselmotor.....	84
3.2.3 Wankelmotor.....	87
3.2.4 Gasturbine.....	89
3.2.5 Elektroantrieb.....	92
3.2.6 Hybridantriebe.....	95
3.2.7 Vergleich der Antriebe.....	99
3.2.7.1 Auswahl- und Bewertungskriterien.....	99
3.2.7.2 Bewertung der Antriebe.....	109
3.2.7.3 Zusammenfassung.....	113
3.3 Drehzahlwandler (Kupplungen).....	114
3.3.1 Mechanische Kupplung.....	116
3.3.2 Hydrodynamische Kupplung.....	121
3.3.3 Visko-hydraulische Kupplung.....	124
3.4 Drehmomentwandler (Getriebe).....	127
3.4.1 Mechanische Stufengetriebe.....	129
3.4.1.1 Getriebeauslegung.....	132
3.4.1.2 Getriebebauformen.....	140
3.4.2 Mechanische stufenlose Getriebe.....	156
3.4.3 Hydraulische stufenlose Getriebe.....	160
3.4.4 Automatikgetriebe.....	165
3.4.5 Vergleich der Getriebe.....	171
3.5 Verteilergetriebe (Differential).....	176
3.5.1 Kegelraddifferential.....	176
3.5.2 Stirnradplanetendifferential.....	178
3.5.3 Differentialsperren.....	179
3.6 Bremsen.....	188
3.6.1 Gesetzliche Grundlagen.....	191

Inhalt	III
3.6.2 Radbremsen.....	195
3.6.3 Bremskreisaufteilung.....	200
3.6.4 Hydraulikbremsanlage.....	202
3.6.5 Druckluftbremsanlage.....	208
3.6.6 Hybride Bremsanlagen.....	212
3.6.7 Elektrische Bremsanlagen.....	214
3.6.8 Dauerbremsen.....	215
3.7 Schwingungen.....	220
3.7.1 Schwingungserreger.....	221
3.7.2 Möglichkeiten der Dämpfung.....	223
4. Fahrzeugdynamik.....	228
4.1 Fahrleistung.....	228
4.1.1 Leistungsbilanz.....	228
4.1.2 Leistungsbedingtes Steigvermögen.....	232
4.1.3 Leistungsbedingtes Beschleunigungsvermögen.....	233
4.1.4 Einfluss der Getriebeauslegung.....	236
4.1.5 Gesamtbremskraft und Bremsvermögen.....	242
4.2 Kraftstoffverbrauch.....	244
4.2.1 Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs.....	244
4.2.2 Normverbrauch.....	248
4.2.3 Kraftstoffverbrauchsgrenzen.....	251
4.2.4 Kraftstoffverbrauchsreduzierung.....	254
4.3 Antriebskonzepte.....	262
4.3.1 Heckantrieb.....	262
4.3.2 Frontantrieb.....	264
4.3.3 Allradantrieb.....	265
4.4 Fahrgrenzen.....	272
4.4.1 Vertikalkräfte.....	275

IV	Inhalt
4.4.2 Horizontalkräfte.....	278
4.4.3 Kraftschlussbeanspruchung.....	280
4.4.4 Kraftschlussbedingtes Beschleunigungs- und Steigvermögen.....	280
4.4.5 Transaktionskoeffizient und gesetzliche Vorschriften.....	283
4.4.6 Kraftschlussbedingtes Bremsvermögen.....	287
4.4.7 Bremskraftverteilung.....	290
4.4.7.1 Starre Bremskraftverteilung.....	290
4.4.7.2 Bremskraftsteuerung.....	291
4.4.7.3 Bremskraftregelung (automatische Blockierverhinderer).....	294

4 Fahrzeugdynamik

Nach den in Kapitel 2 behandelten Fahrwiderständen (daraus resultieren Leistungs- und Energiebedarf der Fahrzeuge) und den in Kapitel 3 betrachteten Antriebskomponenten (daraus resultieren Leistungs- und Energieangebote), wird in diesem Kapitel das Zusammenwirken von Bedarf und Angebot auf das gesamte Fahrzeug untersucht.

Neben Fahrleistungen und Kraftstoffverbrauch werden auch die möglichen Antriebsanordnungen sowie die kraftschlussbedingten Fahrgrenzen betrachtet, da sich hier erhebliche Rückwirkungen ergeben.

4.1 Fahrleistung

Die Fahrleistung eines Kraftfahrzeugs ist sowohl durch das Beschleunigungs- und Steigvermögen als auch die Höchstgeschwindigkeit gekennzeichnet. Sie lässt sich aus der Gegenüberstellung des Motorleistungsangebots und des für den jeweiligen Fahrzustand notwendigen Leistungsbedarfs ermitteln. Als Schnittstelle wird dazu die Reifenaufstandsfläche der antreibenden Räder definiert. Die Gegenüberstellung erfolgt üblicherweise im Zugkraft- oder im Fahrleistungsdiagramm.

4.1.1 Leistungsbilanz

Die Zugkraft F_X ist definiert als die in den Reifenaufstandsflächen der angetriebenen Räder wirkende, treibende Kraft. Mit dem an den Radnaben verfügbaren Vortriebsmoment, dem Nabenmoment M_N , erhält man somit für die Zugkraft die Beziehung:

$$F_X = \frac{M_N}{r_{\text{dyn}}} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Unter Berücksichtigung des im Antriebsstrang - vom Motor bis zur Radnabe - entstehenden Verlustmoments M_{Verl} und der Getriebe - sowie Ausgleichsgetriebeübersetzung ergibt sich das Nabenmoment aus dem Motormoment M_{Mot} :

$$M_N = \underbrace{(M_{\text{Mot}} - M_{\text{Verl}})}_{M_n} \cdot i_G \cdot i_{h(v)} \quad \text{Gl. 4-2}$$

Die Differenz $M_{\text{Mot}} - M_{\text{Verl}}$ wird als Nettomoment M_n bezeichnet. Es ist eine reine Rechengröße, die das Nabenmoment auf die Motordrehzahl umrechnet.

Auf das Verlustmoment haben im wesentlichen Einfluss: Drehzahl, Moment, Getriebestufe und Öltemperatur. Das Verlustmoment kann jedoch in erster Näherung für eine Gangstufe über der Drehzahl als konstant angenommen werden (vgl. Abb. 4-1).

Um eine Aussage über die Größe dieses konstanten Verlustmomentes zu machen, wird ein Antriebsstrangnennwirkungsgrad η_0 definiert. Dieser Nennwirkungsgrad bezeichnet das Verlustmoment als Anteil vom Motormoment bei Nennleistung.

$$M_{\text{Verl}} \approx M_{\text{Mot}, P_0} \cdot (1 - \eta_0) = \text{konst. für eine Gangstufe} \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$M_{\text{Mot}, P_0} = \frac{P_0}{2 \cdot \pi \cdot n_0} \quad (\text{Motormoment bei Nennleistung}) \quad \text{Gl. 4-4}$$

Abb. 4-1 zeigt gemessene Getriebewirkungsgrade eines Pkw-Schaltgetriebes im 3. Gang für verschiedene Eingangsmomente. Sie lassen sich gut durch gerade Verläufe annähern.

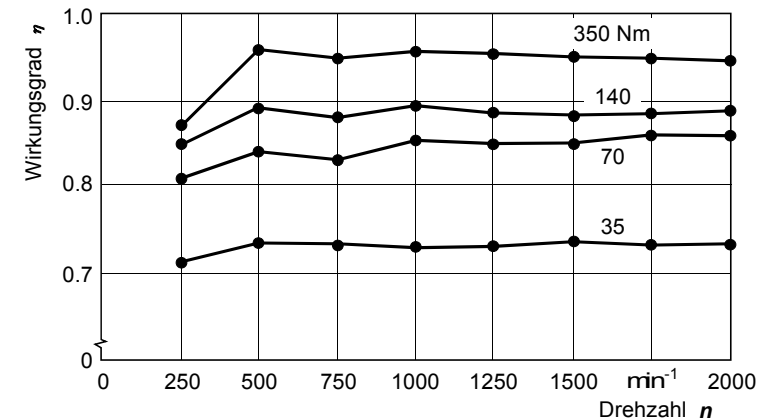


Abb. 4-1: Getriebewirkungsgrade für verschiedene Eingangsmomente

Im Beispiel ergibt sich bei einem Nennmoment von 350 Nm und einem Wirkungsgrad von ca. 95% ein konstantes Verlustmoment von $(1 - 0,95) \cdot 350 \text{ Nm} = 17,5 \text{ Nm}$.

Der Verlauf des Nettomoments kann also näherungsweise aus der Volllastmomentenkurve des Motors durch einfache Subtraktion des konstanten Verlustmoments ermittelt werden (Abb. 4-2).

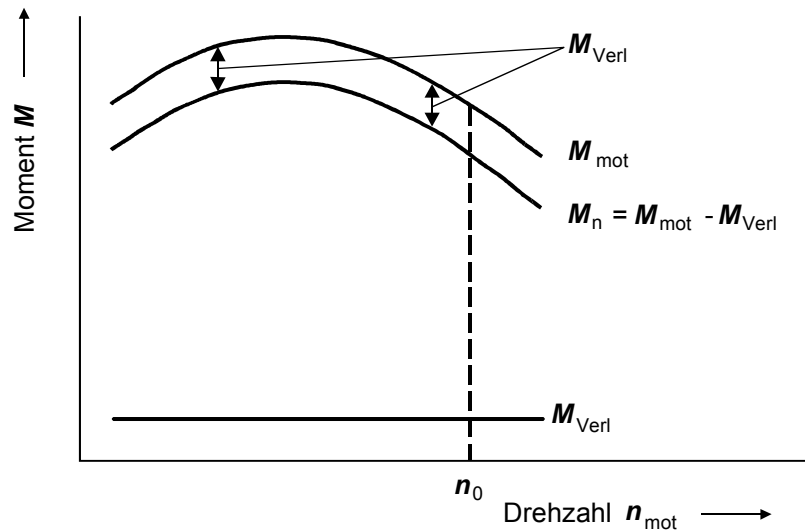


Abb. 4-2: Antriebsmomente in Abhängigkeit der Motordrehzahl

Mit der Definition des Nettomoments M_n erhält man eine motordrehzahlabhängige Beziehung für die Zugkraft:

$$F_X = \frac{M_n \cdot i_G \cdot i_n(v)}{r_{\text{dyn}}} \quad \text{Gl. 4-5}$$

Mit dem schon aus Kapitel 3.4 bekannten Drehzahl-Geschwindigkeits-Diagramm (Abb. 3.4–5) erhält man das geschwindigkeitsabhängige Zugkraftangebot bei Motorvolllast für die verschiedenen Getriebestufen.

Unter Einbeziehung der Fahrwiderstände, z.B. bei unbeschleunigter Fahrt in der Ebene, ergibt sich schließlich das Angebot und Bedarf gegenüberstellende, sogenannte Zugkraftdiagramm (Abb. 4-3). Mögliche Fahrzeug-Betriebspunkte ergeben sich aus den Schnittpunkten zwischen Fahrwiderstandskennlinie und Zugkraftkennlinie. Zusätzlich ist der Verlauf der maximalen Leistung (Leistungshyperbel) als Funktion der Fahrgeschwindigkeit eingezeichnet.

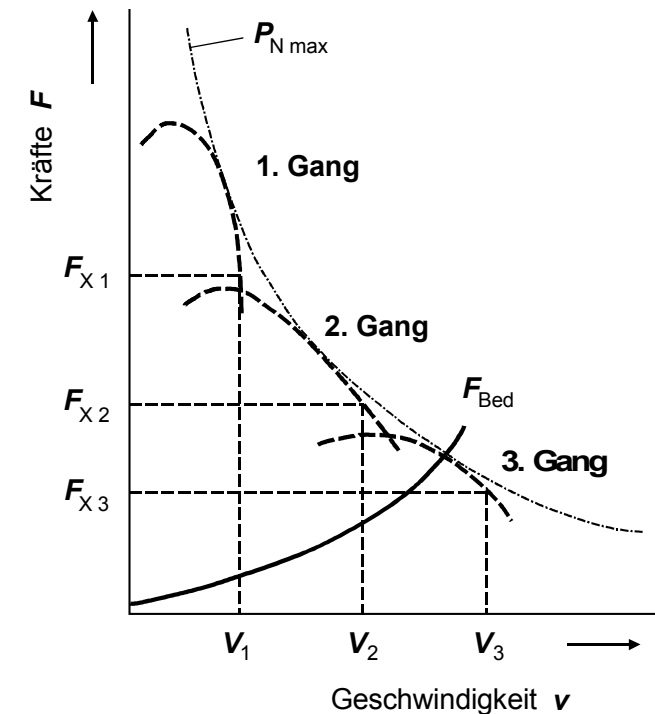


Abb. 4-3: Zugkraftdiagramm

Nach Multiplikation des Zugkraftangebots und des Zugkraftbedarfs mit der jeweiligen Fahrgeschwindigkeit lassen sich die an den Rädern angebotene Nabenleistung P_N und die zur unbeschleunigten Fahrt in der Ebene notwendige Bedarfsleistung P_{Bed} gegenüberstellen:

$$P_N = F_X \cdot v \quad \text{Gl. 4-6}$$

$$P_{\text{Bed}} = F_{\text{Bed}} \cdot v \quad \text{Gl. 4-7}$$

So entsteht aus dem Zugkraftdiagramm das Fahrleistungsdiagramm, in dem ebenfalls die Linie konstanter maximaler Leistung eingetragen ist (Abb. 4-4). Die in den verschiedenen Gängen zu fahrenden Vollastleistungen sind als Kurven abgebildet.

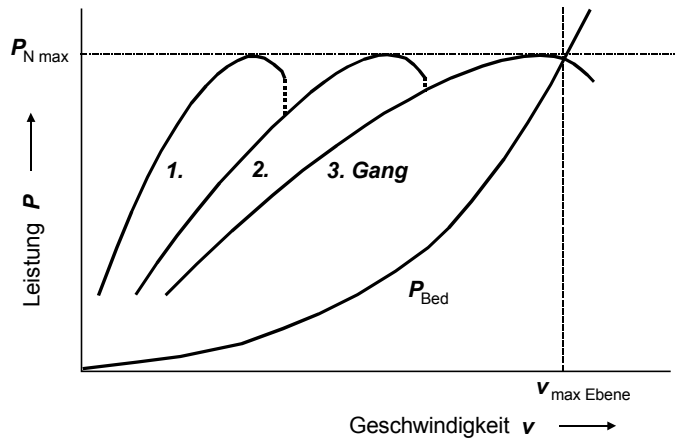


Abb. 4-4: Fahrleistungsdiagramm

Sowohl aus dem Fahrleistungs- als auch aus dem Zugkraftdiagramm lassen sich für die Fahrt in der Ebene die Höchstgeschwindigkeit v_{\max} sowie die für Beschleunigung oder Steigungsfahrt zur Verfügung stehende Überschusszugkraft $F_{X,\dot{u}}$ bzw. Überschussleistung $P_{\dot{u}}$ ermitteln.

4.1.2 Leistungsbedingtes Steigvermögen

Mit Hilfe des Zugkraftdiagramms ist es auf einfache Weise möglich, die Überschusszugkraft $F_{X,\dot{u}}$ als Differenz aus der Bedarfskraft F_{Bed} und der angebotenen Zugkraft F_X zu bestimmen. Es ergibt sich der in Abb. 4-5 dargestellte Verlauf der Überschusszugkraft über der Fahrgeschwindigkeit.

Zum Befahren einer Steigung ist der Steigungswiderstand F_{st} zu überwinden (vgl. Kap. 2.3). Für den Steigungswiderstand gilt:

$$F_{\text{st}} = (m_F + m_{Zu}) \cdot g \cdot \sin \alpha_{\text{st}} \quad \text{Gl. 4-8}$$

mit: α_{st} = Steigungswinkel.

Da zur Ermittlung des leistungsbedingten Steigvermögens eine Konstantfahrt des Fahrzeugs vorausgesetzt wird, steht die gesamte Überschusszugkraft aus dem Vergleich von Angebot und Bedarf bei unbeschleunigter Fahrt in der Ebene zur Überwindung des Steigungswiderstands zur Verfügung.

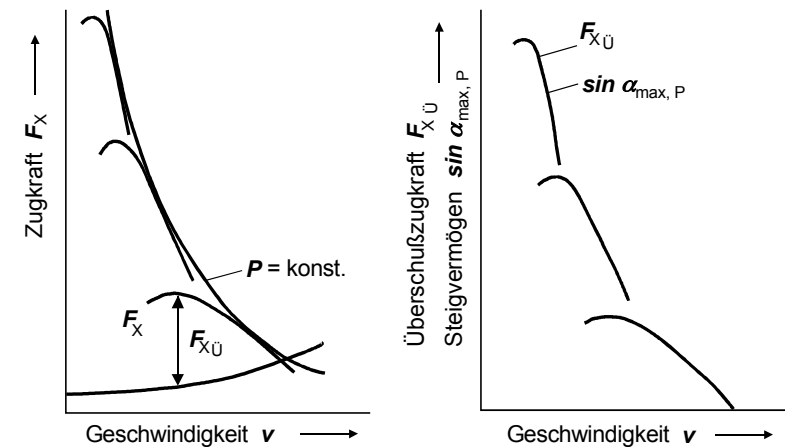


Abb. 4-5: Zugkraftdiagramm, Überschusszugkraft und Steigvermögen

Damit ergibt sich das maximale leistungsbedingte Steigvermögen bei einer vorgegebenen Geschwindigkeit und Getriebestufe gemäß der Beziehung

$$\sin \alpha_{\text{st,max,P}} = \frac{F_{X,\dot{u}}}{(m_F + m_{Zu}) \cdot g} \quad \text{Gl. 4-9}$$

Das leistungsbedingte Steigvermögen ist demzufolge proportional zur Überschusszugkraft (Abb. 4-5).

4.1.3 Leistungsbedingtes Beschleunigungsvermögen

Der Beschleunigungswiderstand der maximal möglichen, leistungsbedingten Beschleunigung $a_{\text{max,P}}$ wird durch die momentane Überschusszugkraft $F_{X,\dot{u}}$ überwunden. Somit ergibt sich unter Berücksichtigung der translatorisch und rotatorisch beschleunigten Massen:

$$F_{X,\dot{u}} = (e_i \cdot m_F + m_{Zu}) \cdot a_{\text{max,P}} \quad \text{Gl. 4-10}$$

$$a_{\text{max,P}} = \frac{F_{X,\dot{u}}}{e_i \cdot m_F + m_{Zu}} \quad \text{Gl. 4-11}$$

mit: e_i = Massenfaktor in der Getriebestufe i

Der Verlauf des leistungsbedingten Beschleunigungsvermögens entspricht unter Vernachlässigung des rotatorischen Beschleunigungswiderstands ($e_i = 1$) dem Verlauf der Überschusszugkraft.

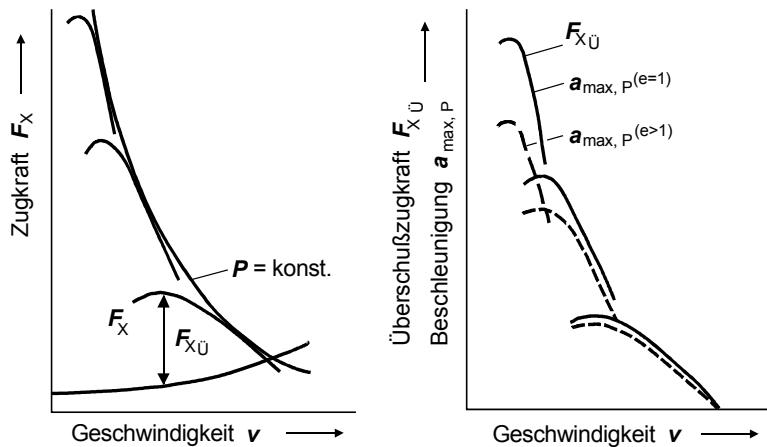


Abb. 4-6: Zugkraftdiagramm, Überschusszugkraft und Beschleunigungsvermögen

Unter Berücksichtigung der rotatorischen Massen ($e_i > 1$) ergibt sich aufgrund des mit fallender Gangzahl wachsenden Massenfaktors der in Abb. 4-6 gestrichelt eingezeichnete Verlauf. Um bei Nutzfahrzeugen hohe Steigfähigkeit auch bei maximaler Beladung zu erreichen, wird im kleinsten Gang eine sehr hohe Übersetzung verwirklicht. Der Massenfaktor kann dabei so hohe Werte annehmen, dass das Beschleunigungsvermögen im ersten Gang geringer ist als im zweiten. Abb. 4-7 gibt den Verlauf des Beschleunigungsvermögens für einen solchen Extremfall wieder.

Um maximale Beschleunigungen zu realisieren, ist jeweils bei der Geschwindigkeit zu schalten, bei der der nächsthöhere Gang erstmals eine größere Beschleunigung erlaubt als der eingelegte Gang oder wenn die maximale Motordrehzahl erreicht wird (Abb. 4-7).

Aufgrund des linearen Zusammenhangs fällt das maximale Beschleunigungsvermögen in den einzelnen Getriebestufen mit dem Maximum der Überschusszugkraft zusammen.

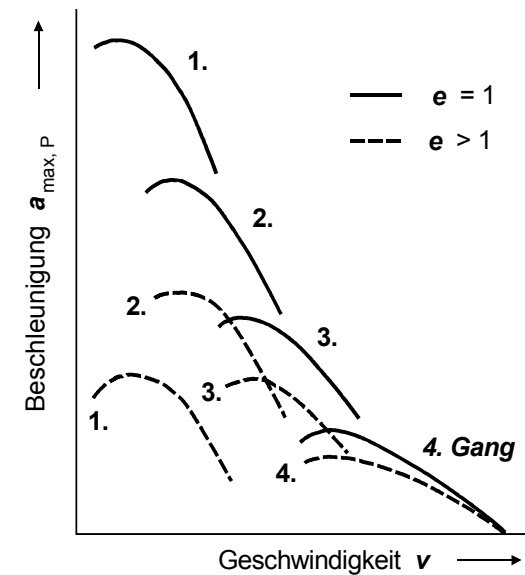


Abb. 4-7: Einfluss des Massenfaktors e auf das leistungsbedingte Beschleunigungsvermögen bei stark untersetztem Nutzfahrzeug

Die Maxima der Überschussleistung sind demgegenüber jedoch zu höheren Geschwindigkeiten verschoben, da gilt:

$$P_{\dot{u}} = F_{X,\dot{u}} \cdot v = (e_i \cdot m_F + m_{Zu}) \cdot a_{\max,P} \cdot v \quad \text{Gl. 4-12}$$

Das bedeutet, dass für konstante Beschleunigung eine der Geschwindigkeit proportionale Überschussleistung erforderlich wäre.

In Abb. 4-8 sind die Verläufe von Beschleunigungsvermögen und Überschussleistung dargestellt.

Den Zusammenhang zwischen leistungsbedingtem Beschleunigungsvermögen und dem maximalen Steigvermögen kann man aus den Beziehungen:

$$F_{X,\dot{u}} = (e_i \cdot m_F + m_{Zu}) \cdot a_{\max,P} \quad \text{Gl. 4-13}$$

$$F_{X,\dot{u}} = (m_F + m_{Zu}) \cdot g \cdot \sin \alpha_{\text{stmax,P}} \quad \text{Gl. 4-14}$$

bestimmen.

Durch Gleichsetzen der Überschusszugkräfte erhält man:

$$a_{\max, P} = \frac{m_F + m_{Zu}}{e_i \cdot m_F + m_{Zu}} \cdot g \cdot \sin \alpha_{st, \max, P} \quad \text{Gl. 4-15}$$

Es ergibt sich eine proportionale Abhängigkeit zwischen Beschleunigungs- und Steigvermögen, die infolge des Einflusses der rotatorischen Massen (in Gleichung 4.1-15 durch e_i berücksichtigt) jedoch gangabhängig ist.

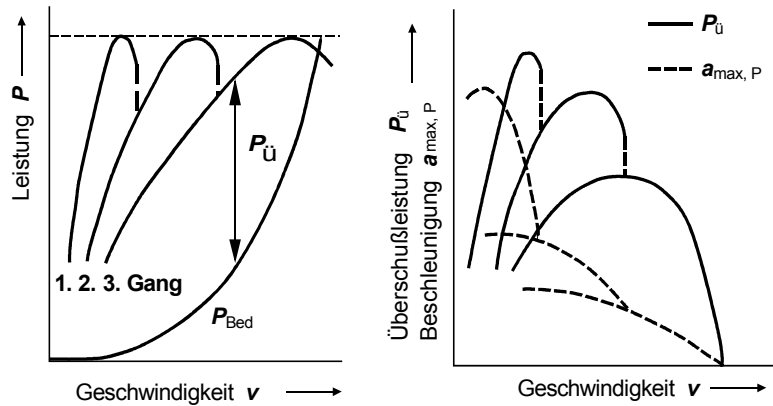


Abb. 4-8: Fahrleistungsdiagramm, Überschussleistung u. Beschleunigung ($e=1$)

4.1.4 Einfluss der Getriebeauslegung

Neben den Fahrwiderstandsparametern des Fahrzeugs und der Motorcharakteristik -gekennzeichnet durch Form und Lage der Vollastkennlinie im Motorkennfeld-, hat die Auslegung bzw. Regelstrategie des Getriebes größten Einfluss auf die Fahrleistungen.

Die geforderte Höchstgeschwindigkeit v_{\max} bestimmt in der Regel die kleinste Übersetzung des gesamten Antriebsstrangs ($i_{\text{ges}} = i_G \cdot i_{h(v)}$). Soll ein Stufengetriebe mit direktem letzten Gang ($i_G = 1$) eingesetzt werden, ist die Achsübersetzung so anzupassen, dass mit der Gesamtübersetzung die geforderte Höchstgeschwindigkeit erreicht wird. Dies hat wiederum Einfluss auf die Übersetzungen der übrigen Getriebestufen (s. auch Kap. 3.4). Ist dagegen die Antriebsachsübersetzung ($i_{h(v)}$) vorgegeben, bestimmt die geforderte Höchstgeschwindigkeit die kleinste Getriebeübersetzung.

Die Höchstgeschwindigkeit wird dann erreicht, wenn sich Leistungsangebot und Leistungsbedarf im Gleichgewicht befinden. Dabei ergeben sich drei, in Abb. 4-9 dargestellte Auslegungsmöglichkeiten:

- Auslegung auf $v_{\max, \text{theor.}}$
- überdrehende Auslegung,
- unterdrehende Auslegung.

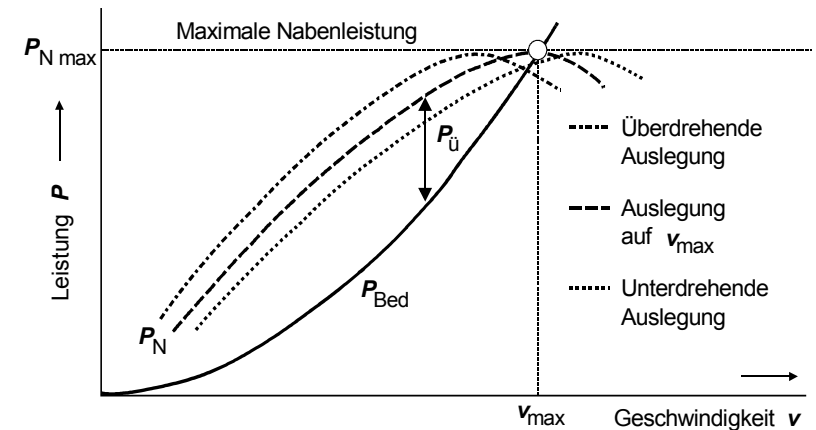


Abb. 4-9: Getriebeauslegungen

- Auslegung auf $v_{\max, \text{theor.}}$

Das Gleichgewicht zwischen Leistungsbedarf und -angebot wird bei der Nenndrehzahl n_0 und somit maximaler Nabenleistung erreicht. Mit dieser Auslegung wird die größte theoretisch mögliche Höchstgeschwindigkeit realisiert. Es steht jedoch im Bereich unterhalb der Höchstgeschwindigkeit nur eine relativ geringe Überschussleistung für Beschleunigung, Steigung oder Gegenwind zur Verfügung.

- Überdrehende Auslegung

Die Nenndrehzahl wird vor dem Gleichgewichtspunkt überschritten, die Motordrehzahl bei Höchstgeschwindigkeit ist größer als die Nenndrehzahl. So steht im Hochgeschwindigkeitsbereich eine hohe Überschussleistung zur Verfügung. Die theoretische Höchstgeschwindigkeit wird jedoch nicht erreicht. Die hohe Motordrehzahl bei v_{\max} verursacht ein lauterer Fahrgeräusch und größeren Verschleiß.

Der dabei angefahrne Motorbetriebspunkt liegt generell im Bereich höheren Kraftstoffverbrauchs.

Der vierte Gang von üblichen 4-Gang-Getrieben und 5-Gang-Getrieben mit als Schongang ausgelegtem fünften Gang sowie der größte Gang sportlicher 5-Gang-Getriebe werden bei Pkw meist überdrehend ausgelegt.

- Unterdrehende Auslegung

Die Höchstgeschwindigkeit wird vor der Nenn Drehzahl, d.h. bei einer kleineren Motordrehzahl erreicht. Die theoretische Höchstgeschwindigkeit wird nicht erreicht. Geräuschniveau, Kraftstoffverbrauch und Verschleiß sind zwar niedriger, aber da die Überschussleistung geringer ist als bei den beiden anderen Auslegungsarten, wird die Höchstgeschwindigkeit nur sehr langsam erreicht und fällt schon bei geringen Steigungen und Gegenwind stark ab.

Bei 5-Gang-Getrieben können die Vorteile überdrehender und unterdrehender Auslegung miteinander kombiniert werden, indem der vierte Gang überdrehend und der fünfte Gang als E-Gang unterdrehend ausgelegt wird. Dabei kann die Höchstgeschwindigkeit in beiden Stufen gleich sein, in der Regel ist sie jedoch im fünften Gang niedriger als im vierten Gang; Abb. 4-9 zeigt die Verläufe der Nabenleistung für beide Varianten.

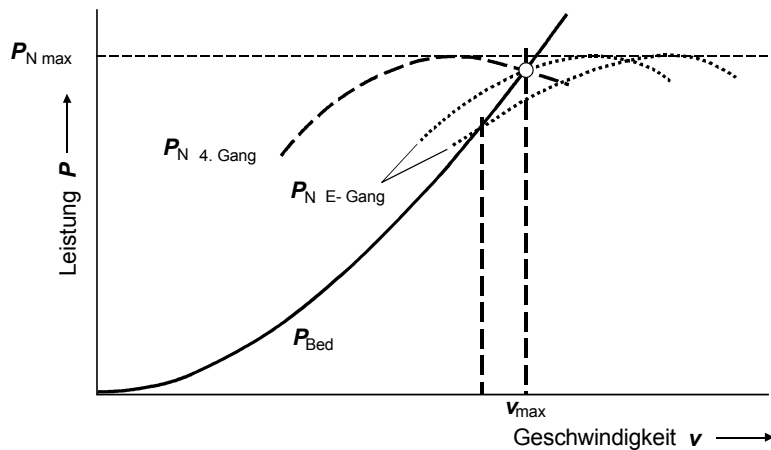


Abb. 4-10: Auslegung des 5. Ganges als E-Gang

Die Höchstgeschwindigkeit kann auch durch einen Drehzahlbegrenzer festgelegt werden, wie dies am Beispiel eines Dieselmotors in Abb. 4-11 dargestellt ist.

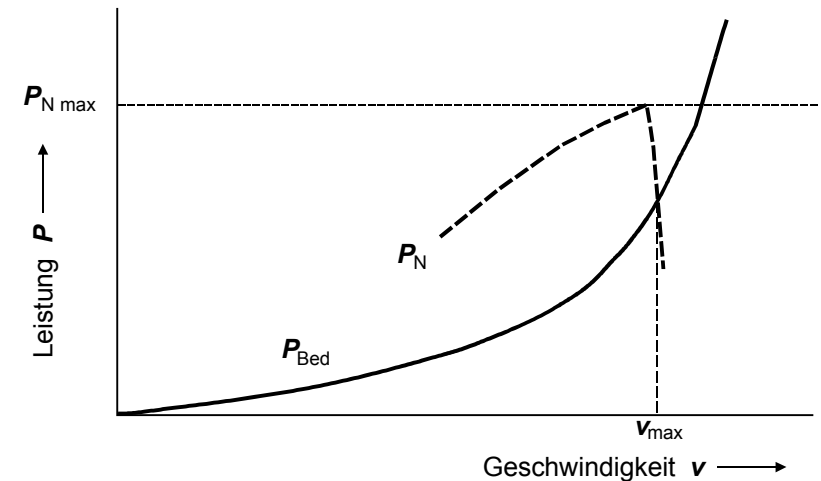


Abb. 4-11: Wirkung eines Drehzahlbegrenzers (Dieselmotor)

Bei Nutzfahrzeugen verschieben sich die Fahrwiderstandskurven in einem weiten Bereich (Abb. 4-12) aufgrund der großen Gewichtsschwankungen -beladen, unbeladen- und des großen Einflusses des Gewichts auf den Gesamtfahrwiderstand. Eine grundlegende Auslegung der Höchstgeschwindigkeit entsprechend den oben genannten Fällen ist somit nicht möglich. Die Hinterachsauslegung wird daher so gewählt, dass bei der am häufigsten gefahrenen Geschwindigkeit ein möglichst guter Gesamtwirkungsgrad realisiert wird. Bei Fernverkehrs - Lkw z.B. ist häufigste Geschwindigkeit die gesetzlich zulässige Höchstgeschwindigkeit von 80 km/h. Abb. 4-12 zeigt eine typische Auslegung für einen Lkw.

Der unbeladene Lkw kann in der Ebene bis zur Drehzahlgrenze bei ca. 120 km/h beschleunigen. Vollbeladen wird leicht unterdrehend eine Geschwindigkeit von ca. 105 km/h erreicht. Die der linken Fahrwiderstandskurve zugrundegelegte Steigung schließlich ist im direkten Gang nicht mehr zu bewältigen. Mit einem kleineren Gang kann jedoch die volle Motorleistung genutzt und die theoretische Höchstgeschwindigkeit von dann ca. 85 km/h erreicht werden.

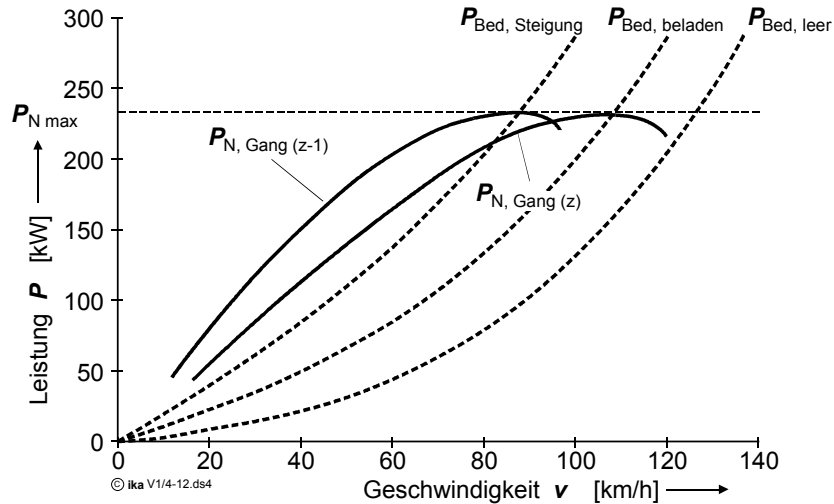


Abb. 4-12: Getriebeauslegung beim Lkw

Die Getriebeauslegung ist auf Beschleunigungs- und Steigvermögen in den einzelnen Gangstufen hin zu überprüfen. Die in den jeweiligen Übersetzungsstufen resultierenden Überschusszugkräfte und -leistungen müssen für die gestellten Fahrleistungsanforderungen ausreichen.

Die erreichbaren Fahrleistungen können überprüft werden, indem man in das Zugkraft- bzw. Leistungsdiagramm die Bedarfskurven für Steigungsfahrt oder beschleunigte Fahrt einzeichnet und die in den Gängen verbleibenden Überschusszugkräfte und -leistungen analysiert. So können größere Leistungslücken vermieden werden, die ein häufiges Schalten des Fahrers notwendig machen würden.

Beispielhaft sind in den Diagrammen in Abb. 4-13 die Bedarfskurven für verschiedene Steigungen eingetragen.

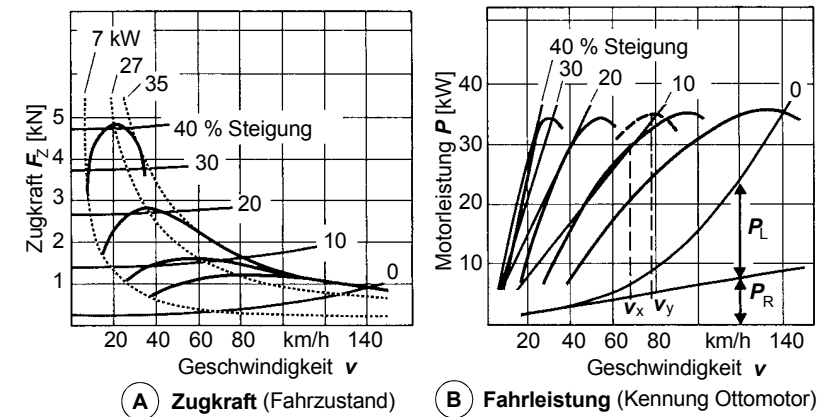


Abb. 4-13: Fahrleistungs- und Zugkraftdiagramm mit Bedarfskurven für verschiedene Steigungen

Der Verbrennungsmotor kann eine geforderte Leistung durch unterschiedliche Betriebspunkte (Teillast) realisieren. Damit hat die Wahl des Schaltzeitpunktes bei Stufengetrieben und die Regelstrategie bei stufenlos verstellbaren Getrieben einen großen Einfluss auf die Fahrleistungen.

Für das Erreichen hoher Fahrleistungen ist eine maximale Überschusszugkraft notwendig. Insofern stellen die Schnittpunkte der Überschusszugkraftverläufe in den einzelnen Gängen im Hinblick auf optimales Beschleunigungsvermögen bei Stufengetrieben den richtigen Schaltzeitpunkt zwischen benachbarten Getriebestufen dar. Durch den Massenfaktor werden diese Schnittpunkte zu kleineren Geschwindigkeiten hin verschoben (Abb. 4-14).

Die optimalen Schaltzeitpunkte im Hinblick auf maximales Steigvermögen bei Fahrt mit vernachlässigbarer Beschleunigung liegen im Schnittpunkt der Verläufe der Überschusszugkraft und damit im Schnittpunkt der Leistungskurven, unabhängig vom Massenfaktor.

Im Gegensatz zu Stufengetrieben bieten stufenlose Getriebe die Möglichkeit, den Motorbetriebspunkt für eine vorgegebene Bedarfsleistung frei zu wählen. Mit einer entsprechenden Regelstrategie kann der Motor konstant im Punkt maximaler Leistung betrieben werden. Das Fahrzeug hat ein optimales Steig- und Beschleunigungsverhalten.

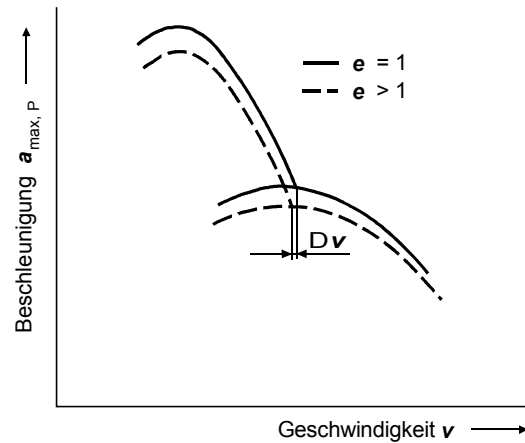


Abb. 4-14: Einfluss des Massenfaktors auf optimale Schaltpunkte beim Beschleunigen

4.1.5 Gesamtbremskraft und Bremsvermögen

Beim Abbremsen eines Fahrzeugs ist die momentane Beschleunigung negativ. Als Maß für die Stärke der Bremsung führt man die Abbremsung z ein, die die Verzögerung a_B auf die Erdbeschleunigung g bezieht:

$$z = \frac{|a_B|}{g} \quad \text{Gl. 4-16}$$

Die das Fahrzeug verzögernde Gesamtbremskraft ergibt sich unter Berücksichtigung der Fahrwiderstände und - bei eingekuppeltem Motor - aus der Summe aller am Fahrzeug angreifenden Kräfte:

$$F_{B_{\text{Verz}}} = -F_a = F_R + F_L + F_{St} + F_{\text{Mot}_{\text{Schub}}} + F_{\text{Dauerbremse}} + F_{B_{\text{Rad}}} \quad \text{Gl. 4-17}$$

Die erforderliche Radbremskraft zur Erzielung einer Verzögerung a_B ergibt sich dann zu:

$$F_{B_{\text{Rad}}} = (e_i \cdot m_F + m_{zu}) \cdot a_B - (F_R + F_L + F_{St} + F_{\text{Mot}_{\text{Schub}}} + F_{\text{Dauerbremse}}) \quad \text{Gl. 4-18}$$

- Stabilität bei Gefällefahrt

Bei Gefällefahrt ergibt sich, wie aus der qualitativen Darstellung in Abb. 4-15 ersichtlich, durch die in Fahrtrichtung wirkende Hangabtriebskraft F_{St} ein im Vergleich zur Fahrt in der Ebene entsprechend geringerer Zugkraftbedarf, wobei je nach Gefälle im unteren und mittleren Geschwindigkeitsbereich eine Bremskraft aufgebracht werden muss, um eine konstante Fahrgeschwindigkeit beibehalten zu können. Zur Gefällebremsung bei schweren Nutzfahrzeugen werden Dauerbremsen eingesetzt, deren Kennlinien - hier die einer Motorbremse und einer Wirbelstrombremse - ebenfalls im Bild eingetragen sind. Ist die Bremskraft der Dauerbremse dem Betrag nach größer als die resultierende Bedarfskraft $F_R + F_L + F_{St}$ spricht man von einem stabilen Fahrzustand.

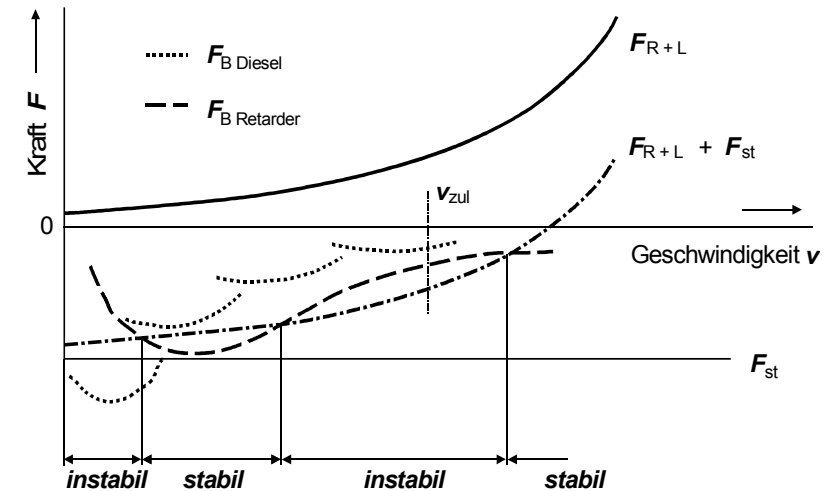


Abb. 4-15: Stabile Fahrbereiche bei Gefällefahrt mit Motor- und Wirbelstrombremse

Die Stabilitätsbereiche in Abb. 4-15 beziehen sich auf einen Fahrbetrieb, in dem ausschließlich der Retarder eingesetzt wird. Im Bereich der vom Gesetzgeber vorgegebenen Höchstgeschwindigkeit v_{zul} ist mit dem elektrisch wirkenden Retarder eine höhere Dauergeschwindigkeit möglich als mit der Motorbremse. Im untersten Geschwindigkeitsbereich dagegen kann nur mit der Motorbremse ein stabiler Zustand erreicht werden.

4.2 Kraftstoffverbrauch

Zur Realisierung der beschriebenen Fahrleistungen muss dem Antrieb Energie zugeführt werden. Sie wird beim heute in nahezu allen Kraftfahrzeugen eingesetzten Verbrennungsmotor von flüssigem Kraftstoff geliefert. Der Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeugs wird angegeben als

- Streckenkraftstoffverbrauch in l/100 km
- zeitlicher Kraftstoffverbrauch in l/h

4.2.1 Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs

a) Rechnerische Kraftstoffverbrauchsermittlung

Rechnerisch sind schon in frühen Entwicklungsstadien eines Kraftfahrzeuges auf der Basis erster Antriebsdaten relativ genaue Aussagen über den Kraftstoffverbrauch möglich. Zudem können Parametervariationen ohne großen Aufwand durchgeführt werden.

Voraussetzung hierfür ist allerdings, dass ein Motorkennfeld zur Verfügung steht, das die Linien konstanten spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_e enthält (Abb. 4-16).

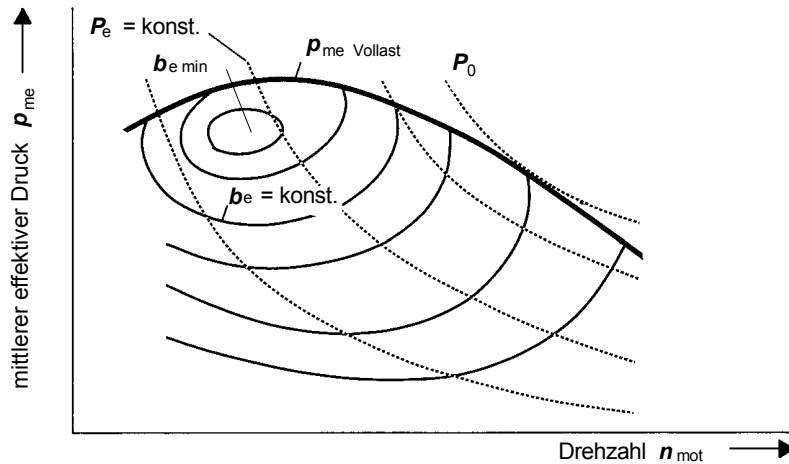


Abb. 4-16: Schematisches Motorkennfeld

Mit der Bedarfskraft für die zu untersuchende Geschwindigkeit (konstante Fahrt in der Ebene):

$$F_{\text{Bed}} = (m_F + m_{\text{Zu}}) \cdot g \cdot f_R + c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2 \quad \text{Gl. 4-19}$$

und unter Berücksichtigung des Verlustmoments M_{Verl} lässt sich das Bedarfsmotormoment M_{MotBed} gemäß der Beziehung:

$$M_{\text{MotBed}} = \frac{F_{\text{Bed}} \cdot r_{\text{dyn}}}{i_G \cdot i_{h(v)}} + M_{\text{Verl}} \quad \text{Gl. 4-20}$$

ermitteln.

Daraus ergibt sich der erforderliche effektive Motormitteldruck p_{me} zu:

$$p_{\text{me}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{MotBed}}}{V_H \cdot i} \quad \text{Gl. 4-21}$$

$$p_{\text{me}} = \frac{2 \cdot \pi}{V_H \cdot i} \cdot \left(\frac{F_{\text{Bed}} \cdot r_{\text{dyn}}}{i_G \cdot i_{h(v)}} + M_{\text{Verl}} \right) \quad \text{Gl. 4-22}$$

Die Motordrehzahl berechnet sich aus der Fahrgeschwindigkeit:

$$n_{\text{Mot}} = \frac{v \cdot i_G \cdot i_{h(v)}}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{dyn}}} \quad \text{Gl. 4-23}$$

Damit ist der entsprechende Betriebspunkt im Motorkennfeld eindeutig bestimmt. Der spezifische Kraftstoffverbrauch kann für diesen Betriebspunkt aus dem Kennfeld abgelesen werden. Mit der Bedarfsleistung und der Kraftstoffdichte erhält man den zeitlichen Kraftstoffverbrauch:

$$B_Z = \frac{b_e \cdot P_e}{\rho_{\text{Kr}}} = \frac{b_e \cdot p_{\text{me}} \cdot V_H \cdot n_{\text{Mot}} \cdot i}{\rho_{\text{Kr}}} \cdot \text{Umrechnungsfaktor} \quad \text{Gl. 4-24}$$

Der Streckenkraftstoffverbrauch ergibt sich aus der Beziehung:

$$B_S = \frac{B_Z}{v} = \frac{b_e \cdot p_{me} \cdot V_H \cdot n_{Mot} \cdot i}{\rho_{Kr} \cdot v} \cdot \text{Umrechnungsfaktor} \quad \text{Gl. 4-25}$$

mit:

B_Z :	zeitlicher Kraftstoffverbrauch	[l/h]
B_S :	Streckenkraftstoffverbrauch	[l/km]
b_e :	spezifischer Kraftstoffverbrauch	[g/kWh]
P_e :	effektive Leistung	[kW]
ρ_{kr} :	Kraftstoffdichte	[g/l]
p_{me} :	effektiver Mitteldruck	[bar]
V_H :	Hubvolumen	[cm ³]
n_{mot} :	Motordrehzahl	[min ⁻¹]
v :	Fahrzeuggeschwindigkeit	[km/h]
i :	Arbeitsstake pro Kurbelwellenumdrehung	[-]

Umrechnungsfaktor : $1/6 \cdot 10^{-5}$ (zur Anpassung der Einheiten)

Soll der Kraftstoffverbrauch für einen Fahrzyklus berechnet werden, so müssen neben Phasen stationärer Fahrt auch solche instationärer Fahrt Berücksichtigung finden. Ähnlich der Ermittlung des Energiebedarfs wird der Geschwindigkeitsverlauf dazu in kleine Zeitintervalle zerlegt, in denen die Beschleunigung als konstant angenommen werden kann und die aktuelle Fahrgeschwindigkeit gemittelt wird. Die Bedarfszugkraft in den einzelnen Intervallen für eine Fahrt in der Ebene beträgt dann:

$$F_{Bed_i} = (m_F + m_{Zu}) \cdot g \cdot f_R + c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_i \pm v_w)^2 + (e_i \cdot m_F + m_{Zu}) \cdot a_i \quad \text{Gl. 4-26}$$

Unter Berücksichtigung der Verluste im Antriebstrang erhält man aus dem Motorkennfeld den effektiven Kraftstoffverbrauch. Die verbrauchte Kraftstoffmenge für jedes Intervall lässt sich mit der Zeitdauer Δt_i ermitteln:

$$m_{kfi} = b_{e_i} \cdot p_{me_i} \cdot V_H \cdot n_{mot} \cdot i \cdot \Delta t_i \quad \text{Gl. 4-27}$$

Der Streckenkraftstoffverbrauch zum Durchfahren eines solchen Zyklus ergibt sich aus der Summe der Einzelverbräuche zu:

$$B_S = \frac{1}{\rho_{Kr} \cdot s} \cdot \sum_{i=1}^n m_{Kfi} \quad \text{Gl. 4-28}$$

Wegen der möglichst klein zu wählenden Intervallgröße ist eine solche Kraftstoffverbrauchsberechnung nur mit Rechnerunterstützung sinnvoll. Sie liefert dann jedoch ausreichend genaue Ergebnisse. Eine Einschränkung ist dahingehend zu machen, dass Motorkennfelder für stationäre Betriebspunkte aufgenommen werden und daher nur bedingt (aber mit guter Näherung) auf instationäre Fahrzustände übertragbar sind.

b) Kraftstoffverbrauchsermittlung durch Messung

Die Verbrauchsmessung ist Grundlage sämtlicher Kraftstoffverbrauchsnormen und -begrenzungen. Die Durchführung der Messungen erfordert einen Fahrzeugprototyp, wobei Parametervariationen mit relativ hohen Kosten verbunden sind.

Kraftstoffverbrauchsmessungen können auf dem Rollenprüfstand oder bei Messfahrten auf einem Testgelände oder öffentlichen Straßen erfolgen. Dabei bietet der Rollenprüfstand den Vorteil besserer Reproduzierbarkeit der Versuchsbedingungen sowie kürzerer Rüstzeiten. Zudem müssen die erforderlichen Messgeräte nicht notwendigerweise im Fahrzeug untergebracht sein.

Bei den Meßmethoden unterscheidet man die kontinuierliche Durchflussmengenmessung und die Messung der auf einer bestimmten Wegstrecke oder in einer bestimmten Zeit verbrauchten Kraftstoffmenge.

Bei letzterer ergibt sich der Streckenkraftstoffverbrauch bei gravimetrischer Messung aus der verbrauchten Kraftstoffmasse zu:

$$B_S = \frac{m_{Kr}}{\rho_{Kr} \cdot s} \quad \text{Gl. 4-29}$$

Bei volumetrischer Messung muss die Wärmeausdehnung des Kraftstoffs berücksichtigt werden:

$$B_S = \frac{V_{Kr} \cdot (1 + \alpha_{Kr} \cdot (T_0 - T_{Kr}))}{s} \quad \text{Gl. 4-30}$$

mit α_{Kr} = Ausdehnungskoeffizient (Benzin, Diesel = $0,001 \text{ K}^{-1}$)
 T_0 = Referenztemperatur ($T_0 = 293 \text{ K}$ nach DIN 70030)
 T_{Kr} = Kraftstofftemperatur

Das gravimetrische bzw. volumetrische Messverfahren ist sehr genau, kann jedoch keine Momentanwerte liefern, die für eine nähere Untersuchung des Verbrauchsverhaltens -beispielsweise im instationären Fahrbetrieb- von großer Bedeutung sind.

Werden momentane Verbrauchswerte benötigt, kommt die Durchflussmengenmessung zum Einsatz. Aufgrund der im Kraftfahrzeugbau oft nur sehr geringen Brennstoffdurchflussmengen werden an das jeweilige Meßsystem -Turbine, Verdrängerpumpe oder beheiztes Thermo-Element- hohe technische Anforderungen gestellt.

Eine dritte Methode ermittelt die umgesetzte Kraftstoffmasse aus der Abgaszusammensetzung über die Kohlenstoffbilanz. Sie wird vor allem in Verbindung mit Emissionsuntersuchungen eingesetzt, bei denen das Abgas gesammelt und analysiert wird. Diese Methode ist sehr genau, allerdings mit hohem Aufwand verbunden.

4.2.2 Normverbrauch

Verbrauchsnormen legen Verfahren für die (messtechnische) Ermittlung des Kraftstoffverbrauches fest. Sie bieten dem Käufer von Kraftfahrzeugen eine Grundlage für den Vergleich verschiedener Fahrzeugtypen.

Je nach Fahrweise, Straßen- und Verkehrsverhältnissen, Umwelteinfluss und Fahrzeugzustand sowie Fahrzeugausstattung, werden sich in der Praxis Werte für den Kraftstoffverbrauch ergeben, die von den nach der Norm ermittelten Werten abweichen.

Bis 1996 entsprachen die üblichen Herstellerangaben des Kraftstoffverbrauches von Pkw der DIN-Norm 70030 Teil 1. Die Prüfung beinhaltet folgende Punkte:

zum Fahrzeug:

- serienmäßig
- Motor eingefahren (min. 3000 km)
- Betriebstemperatur

zur Prüfung:

- Stadtfahrt mit Fahrzyklus nach ECE-R 15 ("ECE-Zyklus")
- Konstantfahrt mit 90 km/h
- Konstantfahrt mit 120 km/h (wenn $v_{max} > 130 \text{ km/h}$)

weitere Bedingungen:

- Kraftstoff nach DIN 51600 (Otto, verbleit),
DIN 51607 (Otto, unverbleit)
DIN 51601 (Diesel)
- Umgebungszustand: $P_0 = 1 \text{ bar}$; $T_0 = 293 \text{ K}$
(Luftdichte darf um +/- 7,5% von diesem Zustand abweichen)
- Windgeschwindigkeit: $v_w < 3 \text{ m/s}$

Eine Verbrauchsangabe lautet dann z.B.:

Stadtzyklus	:	11,5 l/100 km
90 km/h	:	7,0 l/100 km
120 km/h	:	9,2 l/100 km

oder in der Normbezeichnung:

Verbrauch DIN 70030-1 - 11,5 x 7,0 x 9,2.

In Abb. 4-17 ist der für den Stadtverkehr zugrundegelegte Fahrzyklus dargestellt.

Der Fahrzyklus besteht aus 22 Phasen (Leerlauf, Beschleunigung, Konstantfahrt, Verzögerung). Viermaliges Durchfahren dieses Zyklus ergibt eine Zykluslänge von 4,052 km, eine Prüfungsdauer von 13 Minuten, sowie eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 18,7 km/h.

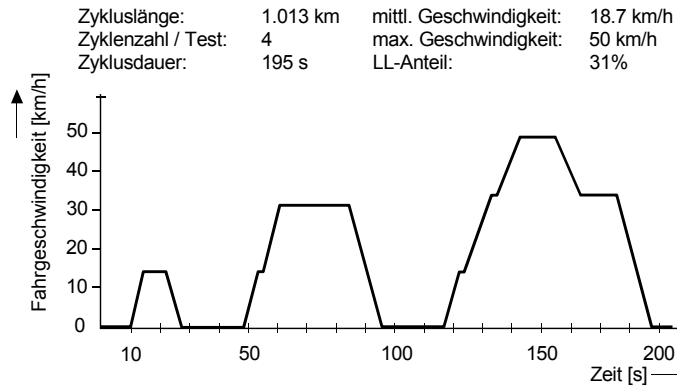


Abb. 4-17: ECE-City-Fahrzyklus für Schaltfahrzeuge

Der Normverbrauch in der oben beschriebenen Form wurde zunehmend kritisiert, da die starke Betonung von Konstantfahrten als unrealistisch empfunden wurde und die ermittelten Werte tendenziell unterhalb der bei üblicher Fahrpraxis realisierten Werte lagen. Abb. 4-18 zeigt einen Vergleich von Verbrauchswerten im genormten 1/3-Mix und von im Testbetrieb von Fachzeitschriften ermittelte Verbräuche derselben Fahrzeuge. Sie liegen im Mittel etwa 20% höher.

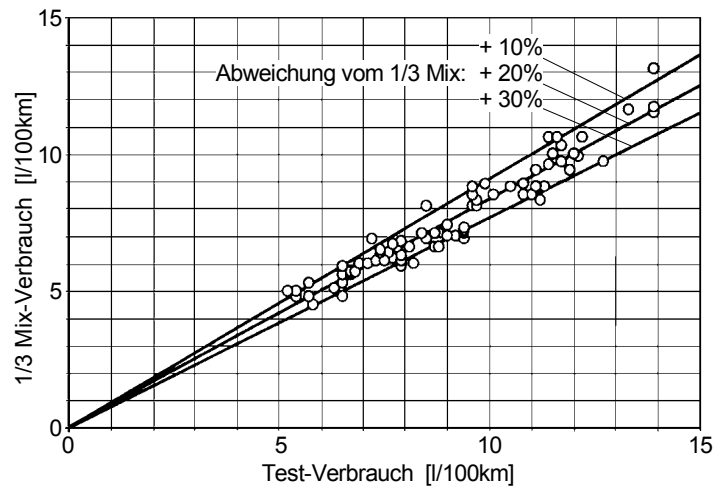


Abb. 4-18: Vergleich 1/3-Mix-Verbrauch mit Testwerten (ATZ)

Nach EG-Norm ECE R 83/02 wird nun auch für den oberen Geschwindigkeitsbereich ein Fahrzyklus zugrunde gelegt. Der neue EU-Fahrzyklus (NEFZ) besteht demnach aus zwei Teilen (Abb. 4-19), die Konstantfahrten entfallen hierbei.

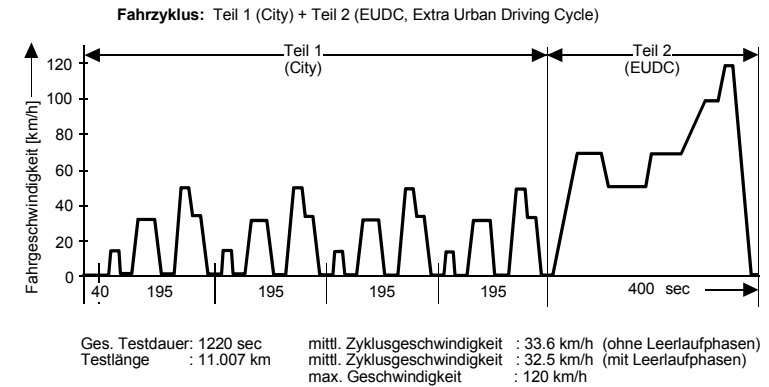


Abb. 4-19: NEFZ-Fahrzyklus

Teil 1 besteht wie bisher aus 4 ECE-City-Fahrzyklen. Gestartet wird mit kaltem Motor. Es stehen lediglich 40s für die Warmlaufphase zur Verfügung. Teil 2 (außerstädtischer Fahrzyklus) besteht aus 13 Phasen und ergibt eine Zykluslänge von 6,955 km sowie eine Prüfungsdauer von 400 Sekunden mit einer resultierenden Durchschnittsgeschwindigkeit von 56,9 km/h. Insgesamt beträgt die Zykluslänge 11,007 km, die Zyklusdauer 1220 s und die Durchschnittsgeschwindigkeit 32,5 km/h.

Die nach neuer EG-Norm ermittelten Werte liegen tendenziell rund 10% über den alten DIN-Werten.

Für Nkw werden Verbräuche nach der DIN-Norm 70030 Teil 2 ermittelt. Der angegebene Wert bezieht sich auf den Verbrauch des halb beladenen Fahrzeugs bei einer konstanten fahrzeugabhängigen Geschwindigkeit, die mit angegeben wird.

4.2.3 Kraftstoffverbrauchsbegrenzung

In den USA ist im Rahmen der Maßnahmen zum Energie-Haushalt ab Modelljahr 1978 eine Begrenzung des Kraftstoffverbrauchs gesetzlich vorgeschrieben. Die Vorschrift begrenzt den Durchschnittsverbrauch des jeweiligen Modelljahrgangs eines Herstellers. Abb. 4-20 zeigt die Grenzwerte der Jahrgänge 1980 bis 1990. Eine Verschärfung der Grenzwerte für den Kraftstoffverbrauch ist in der zukünftigen Gesetzgebung nicht vorgesehen.

Den Automobilherstellern wird im Rahmen eines „Kreditprogramms“ sogar eine Überschreitung der bestehenden Verbrauchlimits zugebilligt, sofern im Gegenzug „sparsamere“ und „saubere“ Fahrzeuge, etwa mit Alternativkraftstoffen betrieben, angeboten werden.

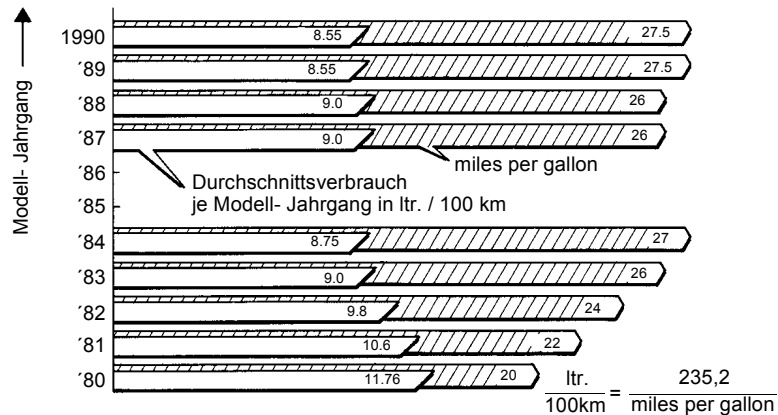


Abb. 4-20: Im US-Energiegesetz festgelegte Verbrauchszielwerte

Zur Ermittlung der Verbrauchswerte wird das Testverfahren FTP 75 angewandt. Man unterscheidet hier einen City-Zyklus und einen Highway-Zyklus, die jeweils auf dem Prüfstand nachgefahren werden (Abb. 4-21, Abb. 4-22).

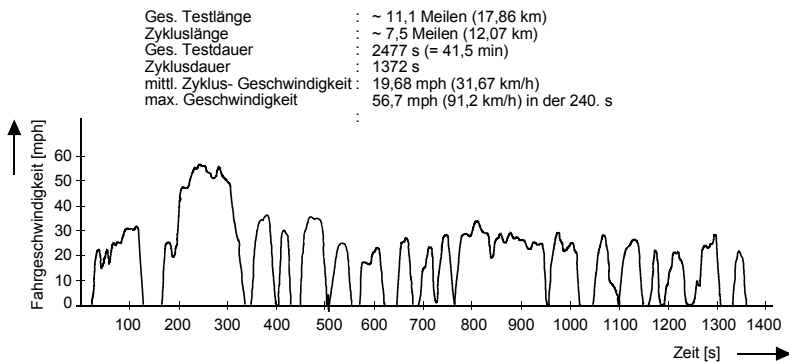


Abb. 4-21: Testverfahren FTP 75, City-Zyklus

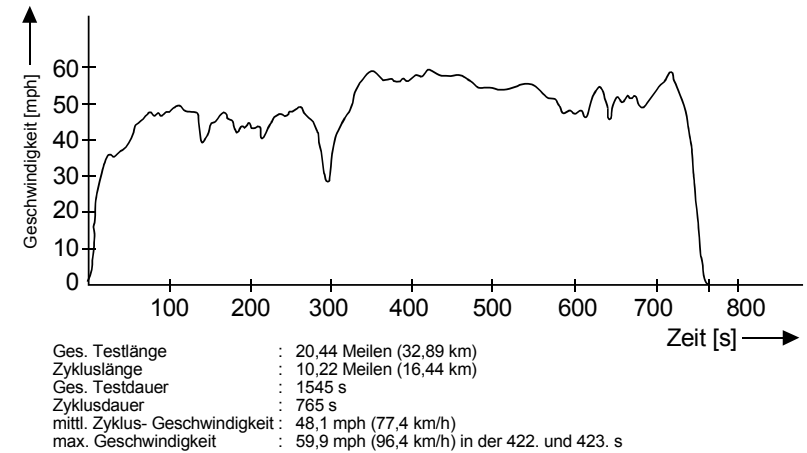


Abb. 4-22: Testverfahren FTP 75, Highway-Zyklus

Man unterscheidet bei der „Fuel-Economy“ eines Fahrzeugs die Verbrauchswerte:

- MpG_h (Miles per Gallon) = Highway Fuel Economy,
- MpG_c = City Fuel Economy,
- MpG_{c/h} = Combined Fuel Economy

mit:
$$MpG_{c/h} = \frac{1}{\frac{0,55}{MpG_c} + \frac{0,45}{MpG_h}}$$
 Gl. 4-31

Die Kraftstoffmessung erfolgt indirekt aus den Abgaswerten (HC, CO, CO₂) über die Kohlenstoffbilanz. Es gilt der Zusammenhang

$$MpG = \frac{x}{0,866 \cdot HC + 0,429 \cdot CO + 0,273 \cdot CO_2}$$
 Gl. 4-32

- mit $x = 2421$ für Benzin
- $x = 2778$ für Diesel
- HC, CO, CO₂ = gemessene Abgase in Gramm pro Meile

Aus der je nach Verkaufsziffer gewichteten „Fuel Economy“ eines jeden Wagentyps ergibt sich dann der Durchschnittsverbrauch des Modelljahrgangs eines Herstellers, wie Abb. 4-23 für ein Beispiel veranschaulicht.

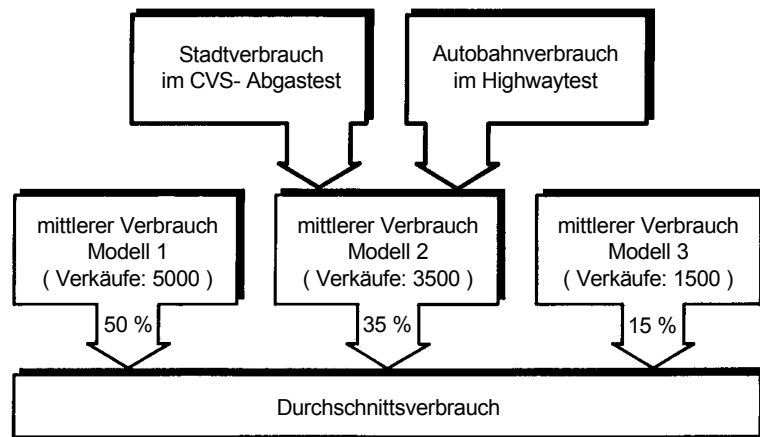


Abb. 4-23: Ermittlung des Flotten-Verbrauchs eines Herstellers

Auch in Europa wird eine gesetzliche Begrenzung des Kraftstoffverbrauchs diskutiert. Ein einheitliches Prüfungskonzept gibt es zur Zeit jedoch noch nicht.

4.2.4 Kraftstoffverbrauchsreduzierung

Der Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeugs kann mit den bereits bekannten Beziehungen beschrieben werden. Es gilt:

$$B_s = \frac{b_e}{\rho_{Kr}} \cdot (F_{Bed} + \frac{M_{Verl} \cdot i_G \cdot i_{h(v)}}{r_{dyn}})$$

$$= \frac{b_e}{\rho_{Kr}} \cdot \frac{1}{\eta_{Strang}} \cdot F_{Bed}$$

Gl. 4-33

mit: η_{Strang} = Antriebsstrangwirkungsgrad

Unter Verwendung der in Kapitel 2 hergeleiteten Ausdrücke für die Bedarfskraft ergibt sich der Kraftstoffverbrauch für eine allgemeine Fahrsituation zu:

$$B_s = \frac{b_e}{\rho_{Kr}} \cdot \frac{1}{\eta_{Strang}} \cdot [(m_F + m_{Zu}) \cdot (f_R \cdot \cos \alpha_{st} + \sin \alpha_{st})$$

$$+ c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 + (e_i \cdot m_F + m_{Zu}) \cdot a]$$

Gl. 4-34

Anhand dieser Darstellung lassen sich verschiedene Einflussparameter erkennen und damit Reduzierungsmöglichkeiten beim Kraftstoffverbrauch ableiten:

- Verkehrstechnische Maßnahmen, wie Verkehrsleitsysteme, Ampelschaltungen oder auch Fahrerschulung, beeinflussen im wesentlichen die Fahrzeugbeschleunigung und den Geschwindigkeitsverlauf.
- Fahrzeugspezifische Fahrwiderstandsparameter, wie Fahrzeugmasse, Radwiderstands- und Luftwiderstandsbeiwert sowie Hauptspantquerschnitt, sind unter Berücksichtigung der Anforderungskriterien Sicherheit, Ergonomie, Ökonomie oder Komfort zu minimieren.
- Die mechanische Antriebsenergie sollte an den Rädern in vollem Umfang zur Verfügung stehen. Dies bedingt einen hohen Antriebsstrangwirkungsgrad, der auch die Verluste durch Nebenaggregate (Klimaanlage, Lenkhilfen, Servobremse) berücksichtigt.

Der spezifische Kraftstoffverbrauch ist als eingesetzte Kraftstoffmenge bezogen auf die abgegebene mechanische Leistung ein Maß für die Güte der Energieumwandlung im Verbrennungsmotor. Linien konstanten spezifischen Kraftstoffverbrauchs bilden im Motorkennfeld die sogenannten „Muschelkurven“.

Wie die Leistungshyperbeln zeigen, kann der Verbrennungsmotor eine geforderte Leistung in unterschiedlichen Betriebspunkten realisieren. Damit hat die Auslegung der Getriebe- und Achsübersetzung sowie die Wahl des Schaltzeitpunkts bei Stufengetrieben und die Regelstrategie bei stufenlos verstellbaren Drehmomentwandlern einen großen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch.

Transformiert man die geschwindigkeitsabhängigen Fahrwiderstandskurven unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung und der Verluste im Antriebsstrang in das Motorkennfeld, ergeben sich die eingezeichneten Bedarfskurven für unbeschleunigte Fahrt in der Ebene.

Abb. 4-24 zeigt ein Motorkennfeld mit den Bedarfskurven für ein Stufengetriebe und die Regelkennlinie für ein stufenloses Getriebe mit einer Auslegung auf minimalen Verbrauch.

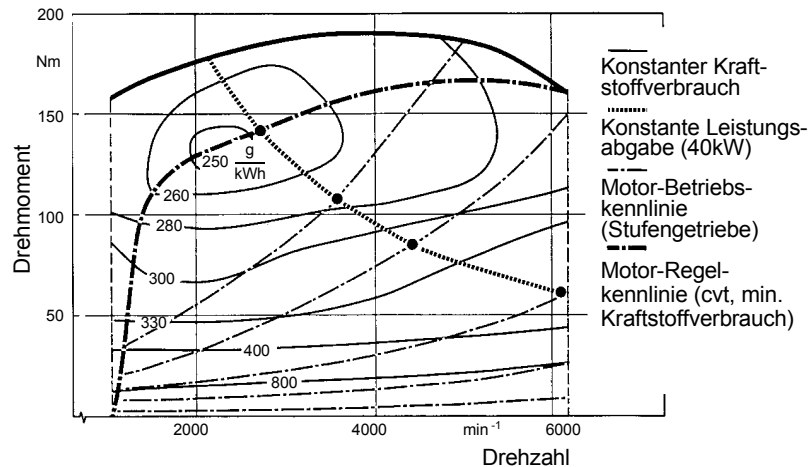


Abb. 4-24: Motorkennfeld mit Bedarfskurven

Bei Stufengetrieben ist die Auslegung des höchsten Gangs entscheidend, da die Fahrt in dieser Übersetzungsstufe den größten Teil der Betriebszeit eines Kraftfahrzeuges ausmacht. Die entsprechende Kurve sollte möglichst in der Nähe des Punktes minimalen spezifischen Kraftstoffverbrauchs liegen.

Trägt man den Streckenkraftstoffverbrauch für die einzelnen Getriebestufen über der Fahrgeschwindigkeit auf, so ergibt sich das in Abb. 4-25 qualitativ dargestellte Verbrauchendiagramm. Eine Fahrt im höchstmöglichen Gang erweist sich auch nach dieser Darstellung als verbrauchsgünstig.

Im Gegensatz zu Stufengetrieben bieten stufenlose Getriebe die Möglichkeit, die Motorbetriebspunkte für eine vorgegebene Bedarfsleistung auf der Motorleistungshyperbel frei zu wählen und somit den für die jeweilige Anforderung optimalen Wert einzustellen. So ist es möglich, die Bedarfskurve mit der Getriebesteuerung so zu wandeln, dass der Motor immer im verbrauchsgünstigsten Kennfeldbereich betrieben wird. Erst im oberen Drehzahlbereich wird diese Regelkurve verlassen, damit bis zum Nennpunkt ein Überschussmoment zur Verfügung steht.

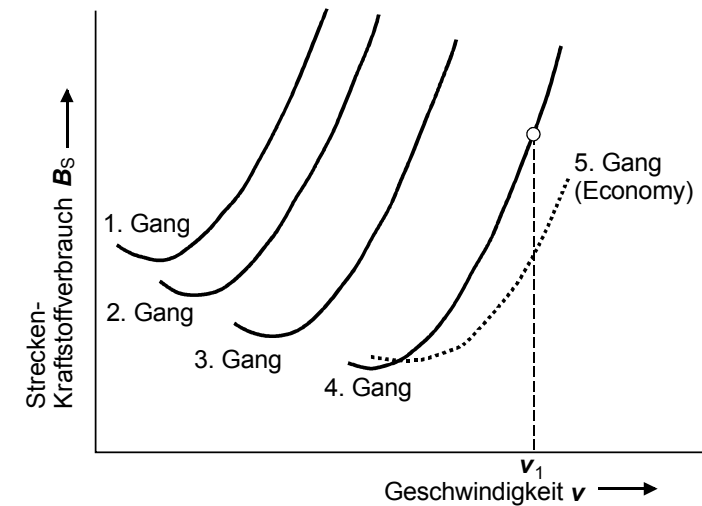


Abb. 4-25: Streckenkraftstoffverbrauch (Konstantfahrt)

Die aufgezeigten Reduzierungsmöglichkeiten lassen sich mit einer vergleichenden Darstellung des spezifischen Energiebedarfs abschätzen. Dabei ist der eingesetzte Energiebedarf auf das jeweilige Anwendungsziel zu beziehen. Beispielhaft zeigt Abb. 4-26 dazu das Ergebnis einer Parameterstudie für die im Personennahverkehr eingesetzten Beförderungsmittel Bus, Pkw und Bahn. Als Anwendungsziel ist hier die Anzahl der beförderten Personen und die zurückgelegte Fahrstrecke berücksichtigt.

Für den Pkw wurde hier der ECE-Zyklus als repräsentativer Fahrtverlauf angenommen, für Bus und Bahn wurden Zyklen gewählt, die die statistischen Mittelwerte für Beschleunigung, Fahrgeschwindigkeit und Haltestellenabstand dieser Fahrzeuge einhalten. Die in allen Zyklen erreichten Geschwindigkeiten sind dabei so gering, dass der Luftwiderstand vernachlässigt werden kann ($W_L < 0,1 \cdot W_{\text{Bed}}$).

Im Quadranten 'A' sind die beiden dominierenden Energieanteile des Rad- und des Beschleunigungswiderstandes dargestellt, und zwar zunächst für den Fall eines masselosen Fahrzeugs, d.h. der allein für den Transport einer „Nutzlast“ erforderliche Energieanteil. Dieser mechanische Nettoenergiebedarf beträgt bei heutigen Pkw unter üblichen Bedingungen 5 Wh/Pkm.

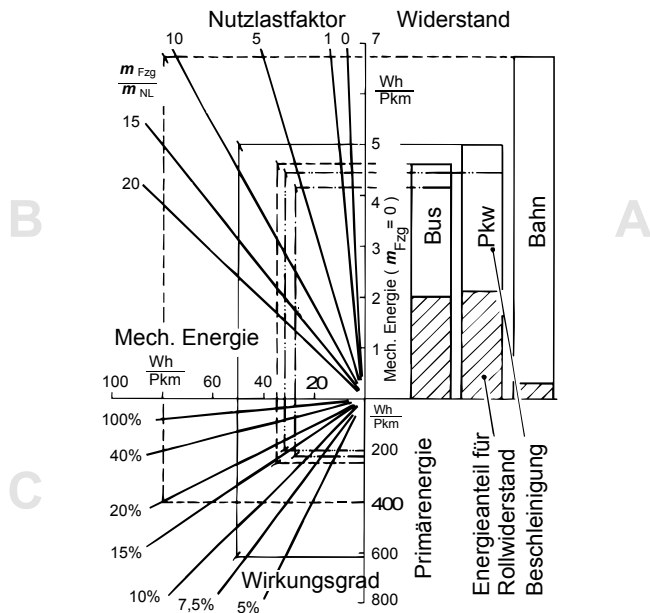


Abb. 4-26: Einflüsse auf den spezifischen Energiebedarf

Im Quadranten 'B' wird dieser Energiebedarf mit dem Verhältnis Gesamtmasse/Nutzlast multipliziert. Hieraus ergibt sich beim Pkw ein durchschnittlicher mechanischer Energiebedarf an den Antriebsrädern von etwa 50 Wh/Pkm.

Die schließlich in Form von Primärenergie einzusetzende Energie wird im Quadranten 'C' bestimmt. Dazu ist ein Wirkungsgrad η_{ges} definiert, der die für das Durchfahren eines Zyklus benötigte Energie auf die zugeführte Primärenergie bezieht. Durch Verbesserung des Nutzlastfaktors und des Gesamtwirkungsgrades lässt sich der spezifische Energiebedarf deutlich reduzieren.

Abb. 4-27 zeigt am Beispiel des EG-Normverbrauches (MVEG), welchen Effekt verschiedene fahrzeugseitige Maßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch eines Pkw haben. Dabei wird ebenfalls deutlich, dass insbesondere die Verbesserung des Antriebsstrangwirkungsgrades und Gewichtsreduzierung zu einer Verbrauchssenkung führt. Optimierungen der Aerodynamik und des Rollwiderstands haben für diesen Zyklus nur geringe Wirkung.

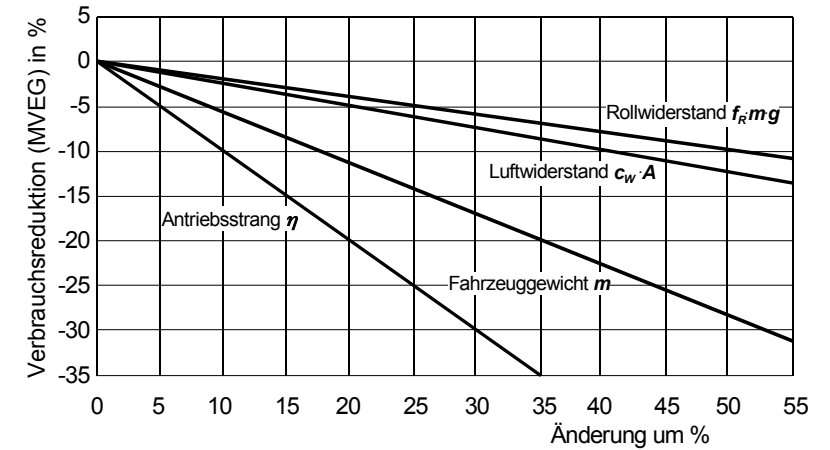


Abb. 4-27: Wege zur Verbrauchsreduzierung (Audi)

In Kapitel 2.5 wurde bereits erläutert, dass bei Nutzfahrzeugen das Gewicht entscheidenden Einfluss auf die Fahrwiderstände und damit auf den Kraftstoffverbrauch besitzt. Eine Reduktion des Fahrzeuggewichtes wird jedoch in erster Linie mit dem Ziel verfolgt, die Nutzlast zu erhöhen. Das Gesamtgewicht im beladenen Zustand wird nur aus den gesetzlichen Bestimmungen und nicht aus der Fahrzeugkonstruktion vorgegeben. Anders als bei Pkw besteht aber noch ein erhebliches Potential zur Verbrauchsreduzierung durch aerodynamische Maßnahmen, insbesondere bei Fernverkehrs-Lkw, die häufig im Bereich der zulässigen Höchstgeschwindigkeit gefahren werden.

Abb. 4-28 zeigt verschiedene Gestaltungsvarianten für einen Sattelaufleger, die in einem Versuch miteinander verglichen wurden. Ausgangspunkt war ein unverkleidetes Serienfahrzeug, das in mehreren Stufen im wesentlichen durch aerodynamische Anbauteile optimiert wurde.

In Abb. 4-29 ist für die verschiedenen Optimierungsstufen bei drei verschiedenen Beladungszuständen der Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit aufgetragen.

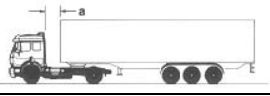
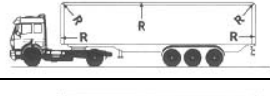
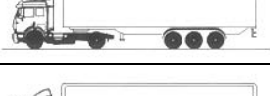
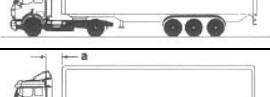

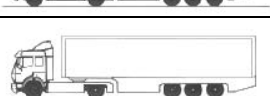
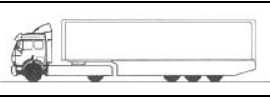


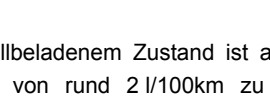
Var. Nr.	Abbildung	Varianten-Beschreibung
1		Ausgangszustand ohne Luftleitkörper und Endkantenklappen, Aufbauanten eckig, Freiraumabstand $a = 830\text{mm}$
2		wie 1 jedoch Aufbauanten gerundet $R = 150\text{mm}$
3		wie 1 jedoch mit Luftleitkörper und Endkantenklappen (Aufbauanten eckig)
4		wie 2 jedoch mit Luftleitkörper und Endkantenklappen (Aufbauanten gerundet)
5		wie 4 jedoch Freiraumabstand $a = 630\text{mm}$
6		wie 5 jedoch mit Seitenverkleidung, Radausschnitte unverkleidet
7		wie 6 jedoch Radausschnitte Teilverkleidet
8		wie 6 jedoch Radausschnitte vollverkleidet
9		wie 8 jedoch mit Unterbodenverkleidung
10		wie 9 jedoch mit Heckeinzug

Abb. 4-28: Aerodynamische Maßnahmen am Sattelzug (ATZ, 1993)

Auch in vollbeladenem Zustand ist allein mit dem Luftleitkörper eine Verbrauchseinsparung von rund $2\text{ l}/100\text{km}$ zu realisieren. Man erkennt aber auch, dass aufwendige Vollverkleidungen des Aufliegers vergleichsweise nur noch geringe Verbesserungen bewirken. Hier entscheidet das genaue Einsatzgebiet des Lkw, ob sich solche Maßnahmen lohnen oder nicht.

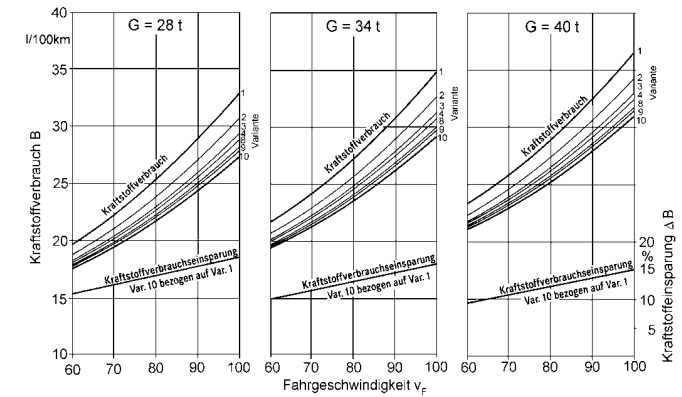


Abb. 4-29: Einfluss aerodynamischer Maßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch (ATZ, 1993)

Es wurde bereits darauf hingewiesen, welchen Einfluss die richtige Auslegung der Getriebeübersetzung bzw. richtige Gangwahl durch den Fahrer auf den Kraftstoffverbrauch besitzt. Abb. 4-30 zeigt am Beispiel eines 40 t-Sattelzugs, wie sich der Verbrauch erhöht, wenn der Motor nicht im optimalen Betriebspunkt betrieben wird.

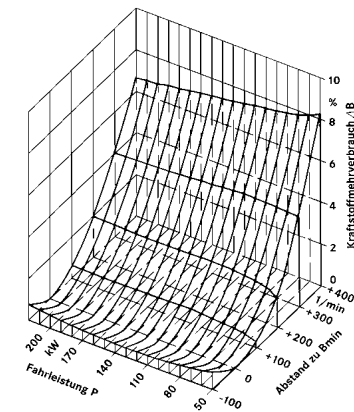


Abb. 4-30: Einfluss der Motordrehzahländerung auf den Kraftstoffverbrauch (ATZ, 1993)

Unterschätzt wird oft der Einfluss von Nebenaggregaten auf den Kraftstoffverbrauch im praktischen Fahrbetrieb. Am Institut wurden für ein Einzelbeispiel Versuche durchgeführt, die diesen Einfluss quantifizieren (Tab. 4-1).

Testfahrzeug: BMW 525 iX - Verbrauch [l/100 km]			
Zyklus	ohne Nebenaggregate	mit Klimaanlage	mit Klimaanlage und Lichtmaschine
90 km/h konstant	7,89	8,94	9,76
120 km/h konstant	9,80	10,75	11,22
ECE-Zyklus	10,95	12,43	14,10

Tab. 4-1: Einfluss von Nebenaggregaten auf den Kraftstoffverbrauch

Es wird deutlich, dass besonders bei niedrigen Geschwindigkeiten der gemessene Mehrverbrauch erheblich ist, bis zu 29%. In Zukunft können daher verbrauchsoptimierte Nebenaggregat-Konzepte trotz eines wahrscheinlich höheren technischen Aufwandes vorteilhaft eingesetzt werden.

4.3 Antriebskonzepte

Grundsätzlich existieren drei Möglichkeiten, die Antriebskraft auf die Fahrbahn zu übertragen:

- Heckantrieb,
- Frontantrieb,
- Allradantrieb.

Die Basis dieser im folgenden beschriebenen Antriebskonzepte ist das zweiachsige Kraftfahrzeug. Die bei Nutzfahrzeugen mit mehr als zwei Achsen entstehenden Anordnungsmöglichkeiten lassen sich in der Regel jeweils einem der drei Grundkonzepte des Zweiachsfahrzeugs zuordnen.

4.3.1 Heckantrieb

Bis zu den 30-er Jahren war die ausschließlich verwendete Antriebsform der Heckantrieb. Das Konzept der Vorderradlenkung führte fast zwangsläufig zur angetriebenen Hinterachse, da die Momentenübertragung auf gelenkte Räder Probleme aufwarf. Heute wird nur noch etwa ein Drittel der in Deutschland produzierten Kraftfahrzeuge mit Heckantrieb ausgerüstet. Abb. 4-31 zeigt die möglichen Motoranordnungen.

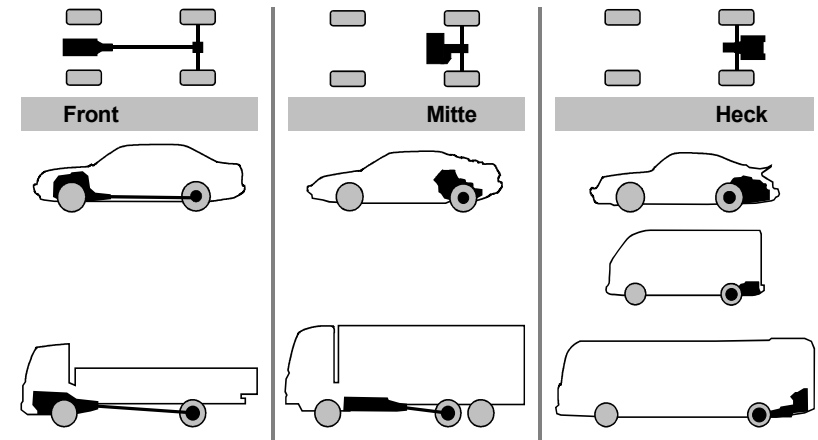


Abb. 4-31: Motoranordnung bei Pkw und Nkw mit Heckantrieb

Die verbreitetste Version des Heckantriebs, der Standardantrieb, hat einen vor der Vorderachse installierten Antrieb (Frontmotor). Die Drehmomentübertragung zwischen Getriebe und Antriebsachse (bei „Transaxle“-Bauweise zwischen Motor und vor der Hinterachse liegendem Getriebe) erfolgt mit einer Kardanwelle. Sie führt zu einem geringen Mehrgewicht und macht bei Pkw einen Tunnel im Fahrgastraum erforderlich.

Weitere Motoranordnungen in Verbindung mit Heckantrieb sind der zwischen Vorder- und Hinterachse liegende Mittelmotor und der hinter die Hinterachse verlegte Heckmotor.

Der Mittelmotor beeinträchtigt in hohem Maße die Platzverhältnisse bzw. Transportkapazität eines Fahrzeugs und findet im Pkw-Bereich nahezu ausschließlich in Sport- und Rennfahrzeugen Anwendung. Bei Nutzfahrzeugen wird der Mittelmotor in Unterfluranordnung eingesetzt.

Insbesondere bei Pkw führt auch der Heckmotor zu Einschränkungen bei der Zuladung, da der Kofferraum meist in den zerklüfteten Bereich über der Vorderachse verlegt wird, wo vor allem die großen Radkästen (Lenkeinschlag) viel Raum einnehmen. Weit verbreitet ist er dagegen bei Bussen mit ihrem für Standardantrieb ungünstig langen Radstand.

In jeder Bauweise hat der Heckantrieb beim Pkw raumökonomische Nachteile.

Bei der häufigsten Bauform, dem Standardantrieb, kann bei mittleren und großen Fahrzeugen der erforderliche Kardantunnel jedoch wegen seiner karosserieversteifenden Wirkung erwünscht sein.

Das ohne geeignete Maßnahmen zum Übersteuern tendierende Fahrverhalten heckgetriebener Pkw (Umdruck Kfz II) kann durch moderne Fahrwerkskonstruktionen einem bezüglich Fahrsicherheit optimalen Fahrverhalten weitgehend angenähert werden.

Hauptvorteil heckgetriebener Fahrzeuge ist die völlige Abwesenheit von Antriebsinflüssen in der Lenkung. Zudem haben moderne heckgetriebene Fahrzeuge eine gute Traktion, da zusätzlich zu ihrer oftmals sehr günstigen Achslastverteilung (50:50) die Hinterachse beim Beschleunigen oder durch die Zuladung zusätzlich belastet wird (Kapitel 4.4).

Bei den vor allem auf hohe Zuladung und die damit verbundene hohe Hinterachsbelastung ausgelegten Nutzfahrzeugen wird der Heckantrieb eingesetzt, da er auch bei voller Beladung ausreichende Traktion zur Verfügung stellt. Dabei wird die Hinterachse schwerer Nutzfahrzeuge oft durch eine Doppelachse ersetzt, bei der entweder eine oder auch beide Achsen angetrieben werden.

4.3.2 Frontantrieb

Seit den 60-er Jahren werden zunehmend Fahrzeuge mit Frontantrieb eingesetzt. Er wird ausschließlich in Verbindung mit Frontmotor verwendet.

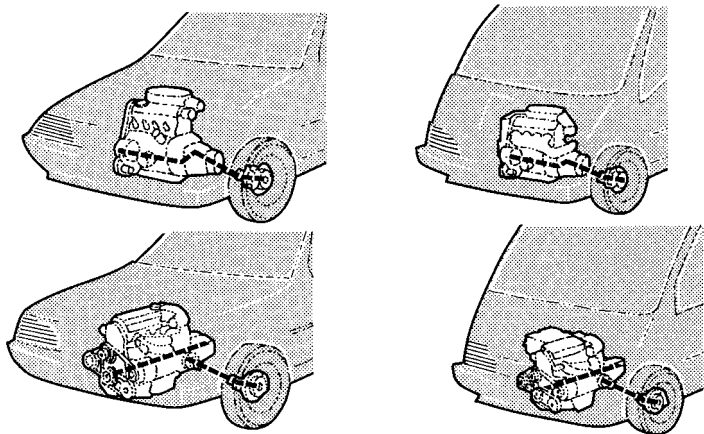


Abb. 4-32: Motoranordnung bei Pkw und leichten Transportern mit Frontantrieb

Zur Übertragung der Antriebsleistung auf die gelenkten Vorderräder sind homokinische (winkelgeschwindigkeits- und drehmomentschwankungsfreie) Gelenke erforderlich. In heutigen Fahrzeugen werden in der Regel Kugelgleichlaufgelenke eingesetzt, die hohe übertragbare Drehmomente bei gleichzeitig großem Winkelbereich aufweisen.

Die kompakte Antriebseinheit aus Motor, Getriebe und Differential - vor allem bei querinstalliertem Triebwerk- und eine einfache Hinterachse sorgen beim Frontantrieb für einen Raumgewinn, der insbesondere bei kleineren Personenkraftwagen von Bedeutung ist.

Wegen der Lage des Motors im Bereich der angetriebenen Achse weisen frontgetriebene Modelle bei geringer Zuladung und Beschleunigung im Vergleich zum Standardantrieb eine bessere Traktion auf.

Bei größerer Zuladung sowie bei hohen Beschleunigungswerten auf griffiger Fahrbahn sinkt die Antriebsachsbelastung und das Traktionsvermögen nimmt ab. Dieser Nachteil wird bei leichten Transportern in Kauf genommen, um einen möglichst ebenen, großen Stauraum realisieren zu können. Der Gewichtsvorteil des Frontantriebs gegenüber dem Standardantrieb ist vergleichsweise gering.

Im allgemeinen zeichnen sich frontgetriebene Fahrzeuge durch ein gutmütiges, leicht beherrschbares Fahrverhalten aus.

Der Zusammenbau von Motor, Getriebe und Vorderachse als Block kommt einer automatisierten Montage entgegen und führt zu einer Produktionskostensenkung.

4.3.3 Allradantrieb

Der Wunsch nach optimaler Traktion führte insbesondere beim Einsatz auf unbefestigten Straßen zu allradgetriebenen Fahrzeugen. Auf dem Nutzfahrzeugsektor sowie in Geländewagen findet er seit langem als zuschaltbarer Allradantrieb Verwendung. Vor allem sportliche Erfolge bewirkten zu Beginn der achtziger Jahre ein verstärktes Engagement vieler Automobilfirmen in diese Richtung und führten zu unterschiedlichen Konzeptlösungen.

Allradantrieb wird in Kombination mit allen Motoranordnungen eingesetzt. Bei Nutzfahrzeugen können dabei sowohl die Hinter- als auch die Vorderachse als angetriebene Tandemachse ausgeführt sein.

Die möglichen Motoranordnungen bei Allradantrieb sind in Abb. 4-33 für verschiedene Fahrzeuge dargestellt.

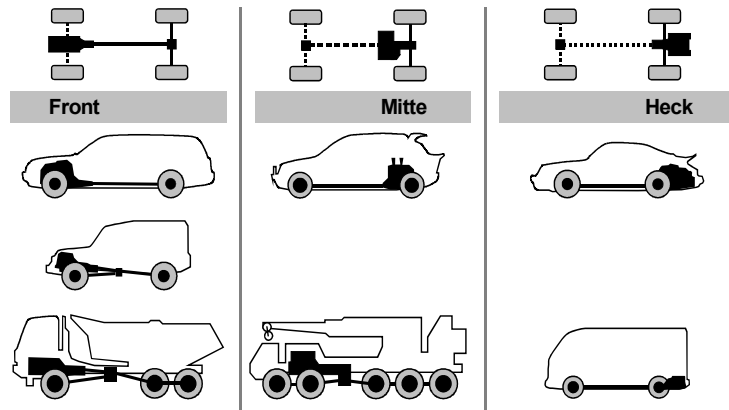


Abb. 4-33: Motoranordnungen bei Pkw und Nkw mit Allradantrieb

Tab. 4-2 zeigt mögliche Allrad-Konzepte, die sich wesentlich hinsichtlich des Fahr- und Bremsverhaltens sowie des Bedienungskomforts unterscheiden.

PKW Allrad-Antriebsarten					
Konzept	zuschaltbar manuell	zuschaltbar automatisch	permanent		
Bauart	starre Kupplung	Lamellen- kupplung, Verteiler- differential	Verteiler- differential	Lamellen- kupplung	Visco- kupplung
Momenten- verteilung VA / HA	variabel (kraft- schlussab- hängig)	konstant	konstant	variabel (wählbar/ schlupf- abhängig)	variabel (schlupf- abhängig)
Sperrcha- rakteristik	vollständig	schlupf- abhängig	manuell schlupf- abhängig	schlupf- abhängig	schlupf- abhängig

Tab. 4-2: Allrad-Antriebsarten

Exemplarisch werden im folgenden einige Allradsysteme vorgestellt:

a) Manuell zuschaltbarer Allradantrieb

Beim zuschaltbaren Allradantrieb kann mit Hilfe einer manuell betätigten Kupplung eine Verbindung zwischen den Differentials der Vorder- und Hinterachse hergestellt werden. Ist die Kupplung gelöst, erfolgt der Antrieb - je nach Fahrzeuggrundkonzeption - über die vordere bzw. hintere Achse (Abb. 4-34).

Die einfache Bauweise mit einer formschlüssigen Verbindung zwischen den zu Vorder- und Hinterachse führenden Antriebswellen lässt keine Drehzahlunterschiede zwischen den Achsen zu und wird meist von Hand betätigt.

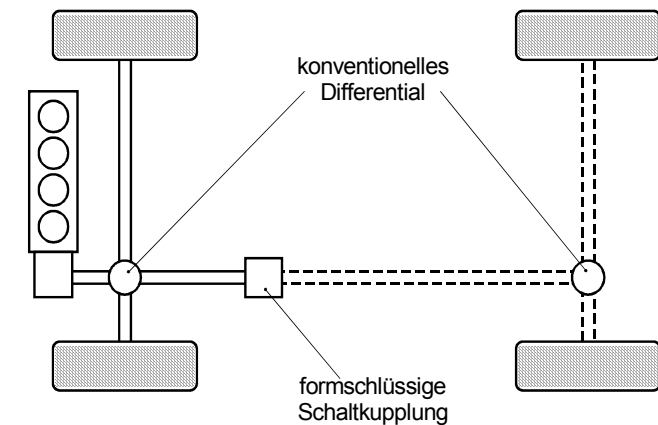


Abb. 4-34: Manuell zuschaltbarer Allradantrieb (z.B. Fiat Panda 4x4)

b) Elektronisch zuschaltbarer, bedarfsgerecht verfügbarer Allradantrieb

Mit einer kraftschlüssigen Kupplung (z.B. Lamellenkupplung) kann der Zuschaltvorgang automatisiert werden. Abb. 4-35 zeigt das Verteilergetriebe eines solchen Allradsystems mit Stirnradplanetendifferential und zwei Lamellenkupplungen.

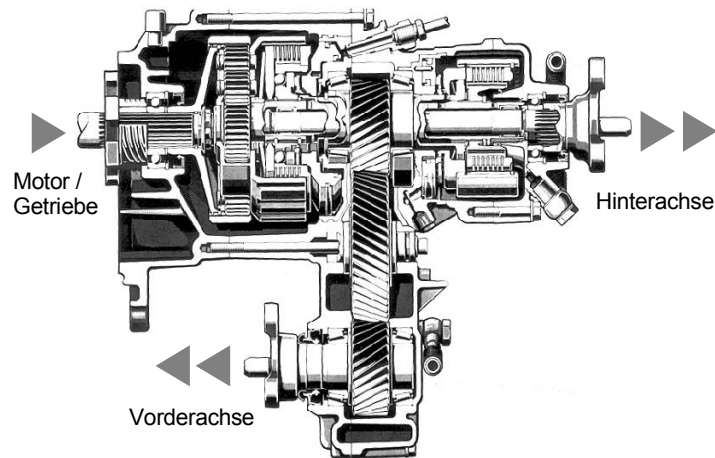


Abb. 4-35: Kraftschlüssig kuppelbares Verteilergetriebe (Daimler-Benz 4-Matic)

Beim Vierradantrieb „4-Matic“ von Mercedes-Benz wird im normalen Betrieb mit reinem Hinterachsantrieb gefahren. Das Differential ist durch die federbelastete erste Lamellenkupplung gesperrt, während die geöffnete zweite Lamellenkupplung Sonnenrad und Vorderachsantrieb trennt. Je nach Bedarf werden drei aufeinander aufbauende Schaltstufen abgerufen.

- Stufe 1: Der Vorderachsantrieb wird zugeschaltet:
Über eine Steuerelektronik wird die das Differential sperrende, erste Lamellenkupplung hydraulisch gelöst und die zweite geschlossen, so dass das Differential das Antriebsmoment in einem festen Momentenverhältnis (35:65) auf Vorder- und Hinterachse verteilt.
- Stufe 2: Durch Schließen der ersten Kupplung kann unter extremen Bedingungen das Differential zusätzlich gesperrt werden. Die Federbelastung sorgt bei Ausfall der Hydraulik für verbleibenden Heckantrieb.
- Stufe 3: Das Hinterachsdifferential wird geschlossen.

Beim Bremsen werden alle Sperren gelöst, so dass das System uneingeschränkt ABS-tauglich ist. Die Steuerung der Sperren und Kupplungen erfolgt über eine Regelelektronik. Abb. 4-36 zeigt die Komponenten eines solchen Vierradantriebs.

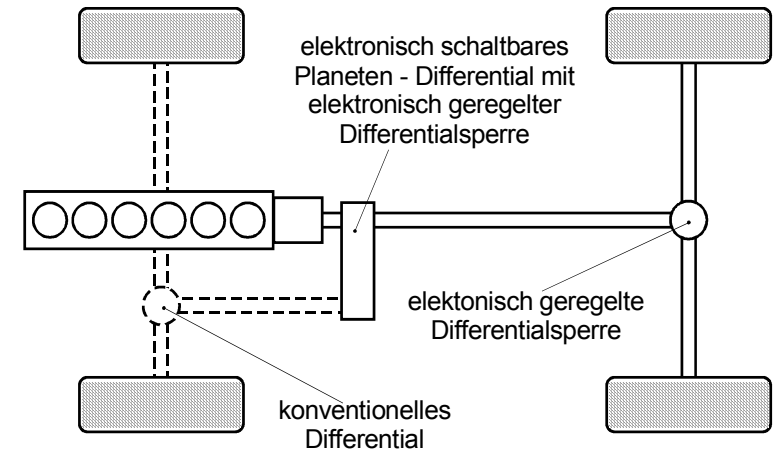


Abb. 4-36: Elektronisch zuschaltbarer Allradantrieb (Daimler-Benz 4-Matic)

c) Permanent wirkender Allradantrieb

Im Gegensatz zum zuschaltbaren Allradantrieb kann der Allradantrieb auch permanent wirken. Dann müssen allerdings Verspannungen und damit verbundener Schlupf durch Drehzahlausgleich zwischen den Achsen ausgeschlossen werden. Die verschiedenen Realisierungskonzepte hierzu unterscheiden sich nach Art der Momentenaufteilung und der eingesetzten Differentialsperren. Durch Einsatz eines Mitteldifferentials kann das Antriebsdrehmoment in einem festen Verhältnis auf Vorder- und Hinterachse verteilt werden. Eingesetzt werden Kegelraddifferentiale für symmetrische Momentenverhältnisse, sowie Stirnradplanetendifferentiale für ungleiche Verteilung der Momente auf die Achsen. Bei diesen Differentialen kann der Drehzahlausgleich durch die bereits in Kapitel 3.5.3 besprochenen Sperrkonzepte behindert oder unterbunden werden (Abb. 4-37).

Eine Alternative zum sperrbaren Mitteldifferential ist der Einsatz einer visko-hydraulischen Kupplung als Verbindungselement zwischen den anzutreibenden Achsen. Bei diesem Antriebskonzept wird das Fahrzeug nur durch die über eine starre Verbindung mit dem Motor verbundene Achse angetrieben. Drehzahlgleichheit ergibt sich bei geringem Schlupf dadurch, dass die zweite Achse über die Straße angetrieben wird. Erst bei unterschiedlichen Drehzahlen zwischen Vorder- und Hinterachse, beispielsweise bei erhöhtem Schlupf an der angetriebenen Achse, erzeugt die visko - hydraulische Kupplung eine Momentenübertragung auf die zweite, langsam laufendere Fahrzeugachse (Abb. 4-38).

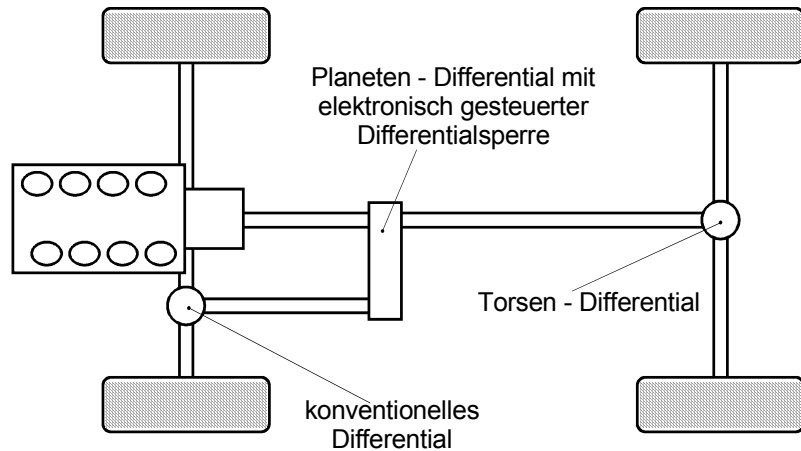


Abb. 4-37: Permanenter Allradantrieb (Audi V8)

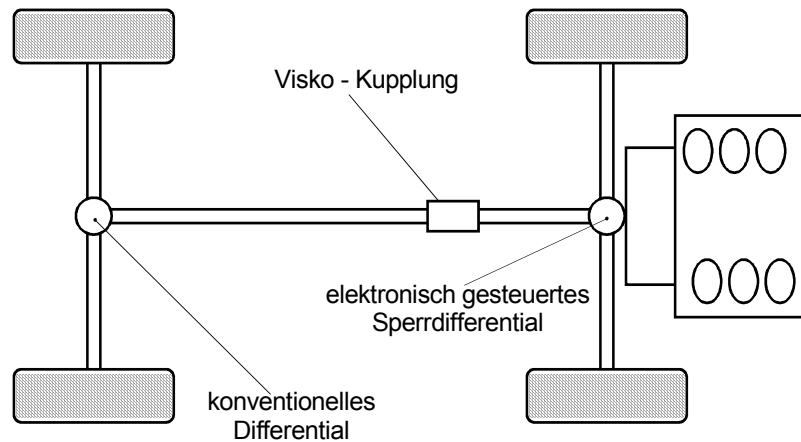


Abb. 4-38: Permanenter Allradantrieb (Porsche Carrera 4)

Bei einem einfachen (geringer mechanischer Aufwand) aber wirkungsvollen Allradkonzept tritt eine über den Anpressdruck hydraulisch steuerbare Lamellenkupplung an die Stelle des Mitteldifferentials. Eine Steuerelektronik übernimmt die Regelung der Sperrwirkung zwischen den beiden Achsen. Mit Hilfe verschiedener Messfühler kann sie auf den jeweiligen Fahrzustand reagieren.

Je nach Aufwand kann die Regelung der Sperrwirkung in Stufen oder stufenlos erfolgen. Sonderanforderungen, wie z.B. das völlige Lösen der Sperre beim Bremsen, können berücksichtigt werden.

d) Beurteilung der Konzepte

Jedes Allradkonzept erfordert gegenüber Einachs-Antrieben zum Teil erheblichen zusätzlichen Produktions- und Kostenaufwand.

Die geringsten Zusatzkosten verursacht der mechanisch zuschaltbare Allradantrieb. Er zeichnet sich durch eine einfache, robuste Bauweise aus. Bei schlechten Kraftschlussbedingungen liefert die feste Verbindung von Vorder- und Hinterachse gute Traktionsergebnisse. Die starre Verbindung der Achsen führt jedoch in Kurven bei hohen Fahrbahnreibungswerten zu Verspannungen im Antriebsstrang und zu Schlupf an den Rädern (Verlust an Seitenführungskraft) sowie zu einer veränderten Bremskraftverteilung. Bei sachgerechtem Umgang kann mit diesem System jedoch ein hoher Nutzen erzielt werden.

Beim permanenten Allradantrieb besteht durch Zwischendifferentiale die Möglichkeit des Drehzahlausgleichs zwischen den Achsen. Die Unterschiede zwischen den verschiedenen Systemen permanenten Allradantriebs sind im normalen Fahrbetrieb nicht zu erkennen. Erst extreme Situationen lassen Vorteile für das eine oder andere System deutlich werden, wobei die elektronisch-hydraulische Steuerung derzeit das Optimum der Serienallradtechnik darstellt. Allen permanenten Allradantrieben gemeinsam ist ein sicheres Fahrverhalten bei beschleunigter Fahrt, da auch bei niedrigen Kraftschlussbeiwerten der Schlupf aus Vortriebskräften an den Rädern und damit Verlust an Seitenführungskraft geringer ist als bei Einachsantrieb. Bei hohen Sperrwerten in den Differentialen wird das Bremsverhalten beeinflusst. Auch der Einsatz automatischer Blockierverhinderer (ABS) kann diese Diskrepanz zwischen Fahr- und Bremsverhalten nicht ausgleichen. Das gilt auch bei Verwendung selbstregelnder Sperrdifferentiale, wie Torsen-Differential oder viskohydraulische Kupplung, deren Sperrwirkung eine für ABS notwendige, unabhängige Radbremsung behindert. Integrierte Freiläufe oder angepasste „weiche“ Sperrkennlinien sind erforderlich.

Allen Allradkonzepten gemeinsam sind Nachteile gegenüber Heck- oder Frontantrieben durch zusätzliches Gewicht und erhöhte Reibungsverluste. Daraus resultiert ein erhöhter Kraftstoffverbrauch, der allerdings bei modernen Konstruktionen mit elektronisch geregelten Sperren bereits gering ist. So nennt Porsche für den Carrera 4 exakt den gleichen 1/3-Mix-Verbrauch wie für den Carrera 2. Der erforderliche Zusatzbaureaum muss durch Verkleinerung von Tank und Gepäckraum oder durch Höherlegen des Fahrzeugs geschaffen werden.

Zudem bedarf die zweite Antriebsachse gegenüber ihrer nichtangetriebenen Version einer aufwendigeren Konstruktion, insbesondere bei ursprünglich frontgetriebenen Fahrzeugen mit einfachen Verbundlenker-Hinterachsen (Kfz II).

4.4 Fahrgrenzen

Bei der Betrachtung der möglichen Fahrleistungen wurde bisher vorausgesetzt, dass die im Reifenlatsch wirkende Umfangskraft uneingeschränkt auf die Fahrbahn übertragen werden kann. Tatsächlich wird die zwischen Reifen und Fahrbahn übertragbare Zugkraft durch den Kraftschlussbeiwert und die Achslasten gemäß dem Reibungsgesetz begrenzt.

$$F_{X_{h(v)}} = \mu \cdot F_{Z_{h(v)}} \quad \text{Gl. 4-35}$$

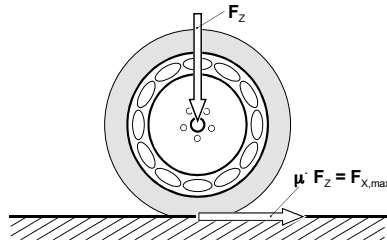


Abb. 4-39: Kräfte am Rad

Aus dieser Einschränkung ergeben sich kraftschlussbedingte Fahrgrenzen. Der Kraftschlussbeiwert μ ist neben Fahrbahn- und Reifenzustand auch von dem Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn abhängig. Unter Schlupf versteht man die auf die Bezugsgeschwindigkeit bezogene Differenz zwischen Rad- und Fahrzeuggeschwindigkeit (Abb. 4-40).

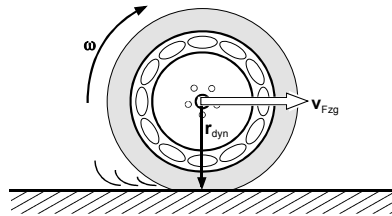


Abb. 4-40: Fahrzeug- / Radgeschwindigkeit

Je nach Fahrzustand unterscheidet man den Antriebsschlupf s_A und den Bremschlupf s_B :

$$s_A = \frac{v_R - v}{v_R} \quad \text{Gl. 4-36}$$

$$s_B = \frac{v - v_R}{v} \quad \text{Gl. 4-37}$$

mit: $v_R = R_{\text{dyn}} \cdot \mu =$ Radgeschwindigkeit
 $v =$ Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus

Abb. 4-41 zeigt den qualitativen Verlauf des Kraftschlussbeiwertes über dem Schlupf. Der maximale Kraftschlussbeiwert wird bei dem sogenannten kritischen Schlupf s_{krit} erreicht. Danach fällt er auf den Gleitreibungsbeiwert μ_G bei einem Schlupf $s = 1$ ab.

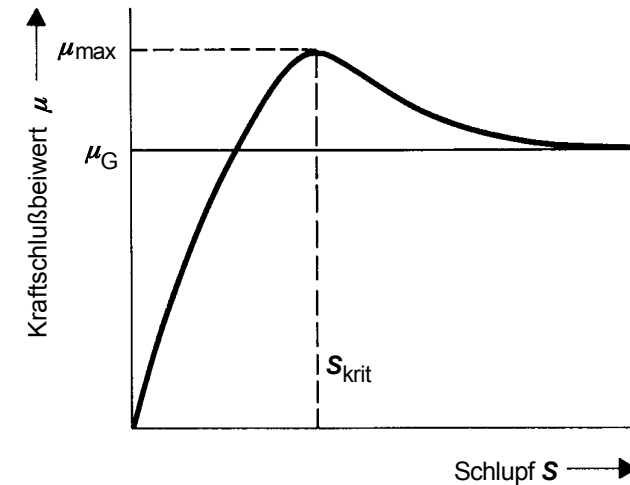


Abb. 4-41: Kraftschlussbeiwert - Schlupf - Kurve

In Abb. 4-42 sind beispielhafte Kraftschluss-Schlupf-Kurven für verschiedene Fahrbahnoberflächen dargestellt. Darüber hinaus haben die verwendeten Reifen und die Fahrgeschwindigkeit wesentlichen Einfluss auf die Kurvenverläufe (Abb. 4-43).

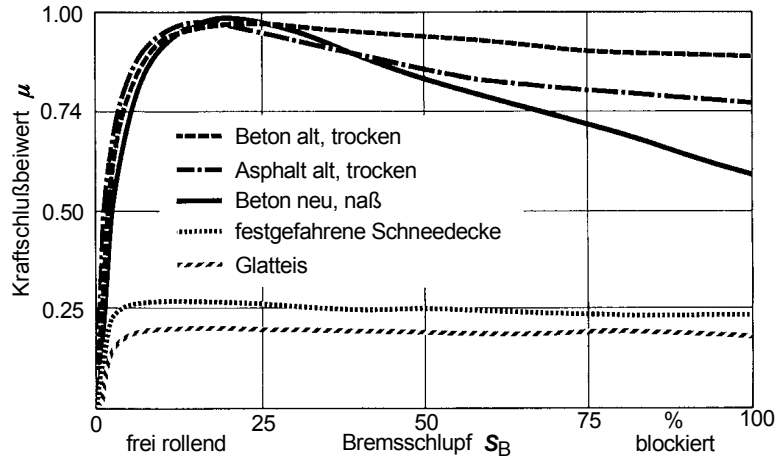


Abb. 4-42: Kraftschlussbeiwert für unterschiedliche Fahrbahnzustände

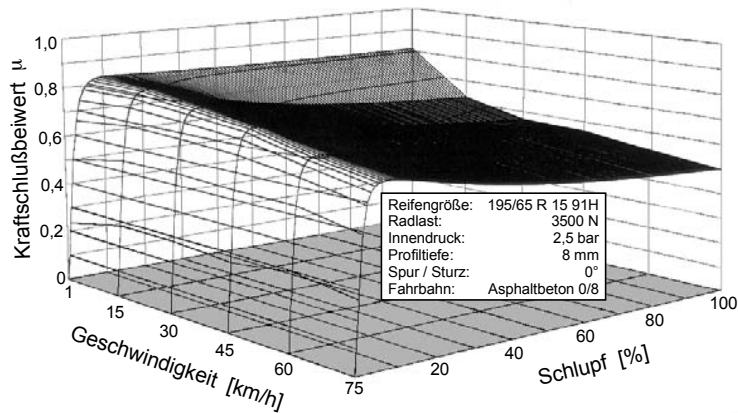


Abb. 4-43: Kraftschlussbeiwert für unterschiedliche Fahrzeuggeschwindigkeiten

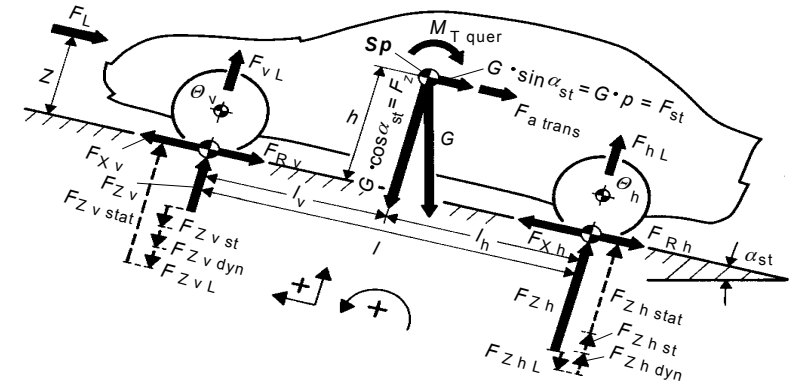
Neben dem Kraftschlussbeiwert ist zur Ermittlung der Fahrgrenzen die Kenntnis der zwischen Reifen und Fahrbahn wirkenden Kräfte notwendig.

4.4.1 Vertikalkräfte

Die Vertikallasten (Achslasten) setzen sich aus vier Anteilen zusammen:

- statischer Anteil,
- Steigungsanteil,
- aerodynamischer Anteil,
- dynamischer Anteil.

In Abb. 4-44 sind die Kräfte an einem Fahrzeug bei beschleunigter Steigungsfahrt zusammengestellt worden. Die zugehörigen Gleichungen für die Vertikallasten sind in Tab. 4-3 zusammengefasst und werden zuvor kurz hergeleitet.



G	Gewichtskraft Fahrzeug	F_{Z h L}	aerodynamischer Anteil, HA
F_{Z v}	Achslast vorne	F_{Z h dyn}	dynamischer Anteil, HA
F_{Z v stat}	statischer Anteil, VA	F_{X v (h)}	Zugkraft, vorne (hinten)
F_{Z v st}	Steigungsanteil, VA	F_{R v (h)}	Rollwiderstandskraft, vorne (hinten)
F_{Z v L}	aerodyn. Anteil, VA	F_{v (h) L}	Auftriebskraft, vorne (hinten)
F_{Z v dyn}	dynamischer Anteil, VA	F_L	Luftwiderstandskraft
F_{Z h}	Achslast hinten	F_{a trans}	Trägheitskraft
F_{Z h stat}	statischer Anteil, HA	θ_{v (h)}	red. Trägheitsmoment VA (HA)
F_{Z h st}	Steigungsanteil, HA	α_{st}	Steigungswinkel

Abb. 4-44: Kräfte am Fahrzeug bei beschleunigter Steigungsfahrt

Die statische Vorderachslast wird im Einspurmodell mit der Momentensumme um den hinteren Radaufstandspunkt gebildet:

$$\sum_i M_{i,HA} = 0 \Leftrightarrow F_{z,v,stat} = m \cdot g \cdot \frac{h}{l} \tag{Gl. 4-38}$$

Es wird deutlich, dass die Berechnung der Radaufstandskräfte beim Einspurmodell grundsätzlich dem Gesetz der abgewandten Hebelarme gehorcht.

Der statische Achslastanteil an der Hinterachse ergibt sich analog aus dem Momentengleichgewicht um den vorderen Radaufstandspunkt.

$$\sum_i M_{i,VA} = 0 \Leftrightarrow F_{z,h,stat} = m \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} \quad \text{Gl. 4-38 a}$$

Dabei werden aerodynamische und dynamische Anteile vernachlässigt. Bei Steigungsfahrt ergibt sich eine vom Steigungswinkel abhängige zusätzliche Achslastverschiebung, die bei der Berechnung der statischen Achslasten berücksichtigt werden muss:

$$\sum_i M_{i,HA} = 0 \Leftrightarrow F_{z,v,steig} = m \cdot g \cdot \left(\frac{l_h}{l} \cdot \cos \alpha_{St} - \frac{l}{h} \cdot \sin \alpha_{St} \right) \quad \text{Gl. 4-39}$$

und

$$\sum_i M_{i,VA} = 0 \Leftrightarrow F_{z,h,steig} = m \cdot g \cdot \left(\frac{l_v}{l} \cdot \cos \alpha_{St} + \frac{l}{h} \cdot \sin \alpha_{St} \right) \quad \text{Gl. 4-39 a}$$

Der aerodynamische Anteil wird durch die Luftumströmung des bewegten Fahrzeugs erzeugt, was sich auf die Vertikallasten als Auftrieb auswirkt. Die Auftriebskraft wird ähnlich der Luftwiderstandskraft mit Hilfe eines, äquivalent zum Luftwiderstandsbeiwertes c_w gebildeten, Auftriebsbeiwertes c_A errechnet. Der Auftrieb kann sowohl positiv (Auftrieb) als auch negativ (Abtrieb) sein.

Das Fahrzeug wird durch den Auftrieb „leichter“. Seine Bodenkontaktkraft $F_{zv(h)}$ wird um den Anteil $F_{zv(h),L}$ kleiner.

$$F_{zv(h),L} = c_{A,v(h)} \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2 \quad \text{Gl. 4-40}$$

Bei beschleunigter bzw. verzögerter Fahrt rufen Trägheitskräfte und -momente einen dynamischen Achslastanteil hervor. Zum einen die auf Grund der translatorischen Beschleunigung auf das Fahrzeug wirkende Kraft, die ein Moment um den hinteren bzw. vorderen Radaufstandspunkt verursacht:

$$\sum_i M_{i,HA} = 0 \Leftrightarrow F_{z,v,dyn} = m \cdot a_{Fzg} \cdot \frac{h}{l} \quad \text{Gl. 4-41}$$

Zum anderen das durch die beschleunigten Teile im Fahrzeug (Räder, Antriebswellen, bei quer eingebautem Motor auch Motor und Getriebe) sowie durch die auftretende Nickbewegung des Fahrzeuges um die y – Achse auftretende Moment. Dieses wird durch das auf die Antriebsachse reduzierte Massenträgheitsmoment bestimmt. Siehe auch Kapitel 2.4.2 und 2.4.3.

$$\sum_i M_{i,HA} = 0 \Leftrightarrow F_{z,v,nick} = m \cdot \frac{\Theta_{red,quer}}{r_{dyn} \cdot l} \quad \text{Gl. 4-42}$$

Zusammenfassend berechnet sich der dynamische Anteil zu:

$$F_{v(h),dyn,ges} = m \cdot a_{Fzg} \cdot \left(\frac{h}{l} + \frac{\Theta_{red,quer}}{m \cdot r_{dyn} \cdot l} \right) \quad \text{Gl. 4-43}$$

Vertikallasten	
Vorderachse	Hinterachse
$F_{Zv} = (F_{Zvstat} - F_{ZvSt}) - F_{ZvL} - F_{Zv dyn}$ $= m \cdot g \cdot \left(\frac{l_h}{l} \cdot \cos \alpha_{St} - \frac{h}{l} \cdot \sin \alpha_{St} \right)$ $- c_{Av} \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2$ $- m \cdot a \cdot \left(\frac{h}{l} + \frac{\Theta_{querred}}{m \cdot r_{dyn} \cdot l} \right)$	$F_{Zh} = (F_{Zhstat} - F_{ZhSt}) - F_{ZhL} - F_{Zh dyn}$ $= m \cdot g \cdot \left(\frac{l_v}{l} \cdot \cos \alpha_{St} + \frac{h}{l} \cdot \sin \alpha_{St} \right)$ $- c_{Ah} \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2$ $+ m \cdot a \cdot \left(\frac{h}{l} + \frac{\Theta_{querred}}{m \cdot r_{dyn} \cdot l} \right)$

Tab. 4-3: Vertikallasten

Betrachtet man beim Beschleunigen des Fahrzeugs nur die wirkenden Trägheitskräfte, so ergibt das Momentengleichgewicht um den vorderen Radaufstandspunkt:

$$F_{Zhdyn} \cdot l - F_{atrans} \cdot h - \Theta_{querred} \cdot \ddot{\varphi} = 0 \quad \text{Gl. 4-44}$$

Mit $\ddot{\varphi} = \frac{a}{r_{dyn}}$ und $F_{atrans} = m \cdot a$ folgt für den dynamischen Anteil an der Hinterachse:

$$F_{Zhdyn} = \left(m \cdot \frac{h}{l} + \Theta_{querred} \cdot \frac{1}{r_{dyn} \cdot l} \right) \cdot a \quad \text{Gl. 4-45}$$

Aus dem vertikalen Kräftegleichgewicht ergibt sich, dass die dynamischen Achslastanteile entgegengesetzt gleich sind:

$$F_{Zhdyn} = -F_{Zv dyn} \quad \text{Gl. 4-46}$$

4.4.2 Horizontalkräfte

Um das Fahrzeug vorwärts zu bewegen, muss in den Radaufstandspunkten der angetriebenen Achse eine Horizontalkraft aufgebracht werden, die den wirkenden Kräften gegenüber im Gleichgewicht steht. Die im fahrzeugfesten Koordinatensystem wirkenden Horizontalkräfte sind in Abb. 4-44 mit eingetragen worden. Die folgenden Gleichungen zeigen die erforderliche Horizontalkraft in den Radaufstandspunkten an der Vorder- bzw. Hinterachse bei Front- und Heckantrieb.

Frontantrieb:

$$F_{Xv} = F_L + F_{St} + F_{atrans} + F_{Rh} + F_{aroth}$$

$$F_{Xv} = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2 + m \cdot g \cdot \sin \alpha_{St} + m \cdot a + \left[\begin{array}{l} m \cdot g \cdot \left(\frac{l_h}{l} \cdot \cos \alpha_{St} + \frac{h}{l} \cdot \sin \alpha_{St} \right) + c_{A,h} \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2 \\ + f_{R,h} \cdot \left(\frac{h}{l} + \frac{\Theta_{red,quer}}{m \cdot r_{dyn} \cdot l} \right) \end{array} \right] + \frac{\Theta_{red,h}}{r_{dyn}} \cdot a_{Fzg} \quad \text{Gl. 4-47}$$

Heckantrieb:

$$F_{Xh} = F_L + F_{St} + F_{atrans} + F_{Rv} + F_{arotv}$$

$$F_{Xv} = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2 + m \cdot g \cdot \sin \alpha_{St} + m \cdot a + \left[\begin{array}{l} m \cdot g \cdot \left(\frac{l_h}{l} \cdot \cos \alpha_{St} - \frac{h}{l} \cdot \sin \alpha_{St} \right) - c_{A,v} \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2 \\ + f_{R,v} \cdot \left(-m \cdot a_{Fzg} \cdot \left(\frac{h}{l} + \frac{\Theta_{red,quer}}{m \cdot r_{dyn} \cdot l} \right) \right) \end{array} \right] + \frac{\Theta_{red,v}}{r_{dyn}} \cdot a_{Fzg} \quad \text{Gl. 4-48}$$

Bemerkung: $F_{a,rot,h(v)}$ wird nach Euler wie folgt ermittelt:

$$\sum M_0 = \Theta_{red} \cdot \ddot{\varphi} \Leftrightarrow F_{a,rot,dyn} = \frac{\Theta_{red,h} \cdot a_{Fzg}}{r_{dyn}} \quad \text{Gl. 4-49}$$

Das reduzierte Massenträgheitsmoment $\Theta_{redh(v)}$ der nicht angetriebenen Räder setzt sich nur aus dem Massenträgheitsmoment der Räder selbst und der von ihnen mit in Rotation versetzten Teile, wie z.B. Bremscheiben, zusammen. Das auf die angetriebenen Räder reduzierte Massenträgheitsmoment Θ_{red} der rotierenden Teile des übrigen Antriebsstrangs ist ebenso wie die Radwiderstandskraft $F_{Rh(v)}$ der angetriebenen Räder eine „innere Kraft“ bzw. ein „inneres Moment“.

Hierbei ist zu beachten, dass diese „inneren Kräfte und Momente“ leistungsmäßig dennoch vom Antrieb erbracht werden müssen. Da hier aber nur die für einen bestimmten Bewegungszustand erforderliche Horizontalkraft in den Radaufstandspunkten betrachtet wird, dürfen die inneren Kräfte und Momente hier nicht berücksichtigt werden.

4.4.3 Kraftschlussbeanspruchung

Um die Vertikal- und Horizontalkräfte mit dem verfügbaren Fahrbahnreibwert in Beziehung zu setzen, wird die Kraftschlussbeanspruchung an Vorder- und Hinterachse ermittelt, indem die jeweilige Horizontalkraft auf die Vertikalkraft bezogen wird.

$$f_h = \frac{F_{Xh}}{F_{Zh}}, \quad f_v = \frac{F_{Xv}}{F_{Zv}} \quad \text{Gl. 4-50}$$

Die sich dabei für die verschiedenen Antriebsarten und Fahrsituationen ergebenden Verhältnisse sind in Tab. 4-4 zusammengefasst.

4.4.4 Kraftschlussbedingtes Beschleunigungs- und Steigvermögen

Wird das gesamte Kraftschlusspotential in Beschleunigung oder Steigung umgesetzt, so erhält man durch Aufstellen der Kräftegleichgewichte in x- und y-Richtung und des Momentengleichgewichts um die y-Achse die in Tab. 4-5 für die verschiedenen Antriebsarten zusammengestellten Beziehungen.

Bei der Herleitung werden die folgenden Randbedingungen berücksichtigt:

- beim maximalen kraftschlussbedingten Beschleunigungsvermögen aus dem Stand werden die rotierenden Massen vernachlässigt
- beim Steigvermögen wird von niedrigen Fahrgeschwindigkeiten ausgegangen, so dass der Luftwiderstand vernachlässigt werden kann; außerdem wird nur die unbeschleunigte Fahrt betrachtet

Frontantrieb		
	Vorderräder	Hinterräder
Kraftschlussbeanspr. bei Geradeausfahrt mit konstanter. Geschw. $\ddot{x} = 0, \quad p = 0, \quad f_R = 0$	$f_v \approx \frac{F_L}{F_{Zvstat} - F_{ZvL}}$	$f_h \approx 0$
Kraftschlussbeanspr. bei unbeschleunigter Steigungsfahrt mit geringer Geschw. $\ddot{x} = 0, \quad f_R = 0, \quad F_L = 0$	$f_v \approx \frac{G \cdot p}{G \cdot \left(\frac{h}{l} - \frac{h}{l} \cdot p \right)} = \frac{p}{\frac{h}{l} - \frac{h}{l} \cdot p}$	$f_h \approx 0$
Kraftschlussbeanspr. bei beschl. Fahrt in der Ebene mit geringer Geschwindigkeit	$f_v \approx \frac{G \cdot \frac{a}{g}}{G \cdot \left(\frac{h}{l} - \frac{h}{l} \cdot \frac{a}{g} \right)}$	$f_h \approx 0$
Heckantrieb		
	Vorderräder	Hinterräder
Kraftschlussbeanspr. bei Geradeausfahrt mit konstanter. Geschw. $\ddot{x} = 0, \quad p = 0, \quad f_R = 0$	$f_v \approx 0$	$f_h \approx \frac{F_L}{F_{Zhstat} - F_{ZhL}}$
Kraftschlussbeanspr. bei unbeschleunigter Steigungsfahrt mit geringer Geschw. $\ddot{x} = 0, \quad f_R = 0, \quad F_L = 0$	$f_v \approx 0$	$f_h \approx \frac{G \cdot p}{G \cdot \left(\frac{h}{l} + \frac{h}{l} \cdot p \right)} = \frac{p}{\frac{h}{l} + \frac{h}{l} \cdot p}$
Kraftschlussbeanspr. bei beschl. Fahrt in der Ebene mit geringer Geschwindigkeit	$f_v \approx 0$	$f_h \approx \frac{G \cdot \frac{a}{g}}{G \cdot \left(\frac{h}{l} + \frac{h}{l} \cdot \frac{a}{g} \right)}$
Allradantrieb		
	Vorderräder	Hinterräder
Kraftschlussbeanspruchung i: Anteil des Antriebsmomentes an der Hinterachse	$f_v = \frac{(1-i) \cdot (F_{a trans} + F_{St} + F_R + F_L)}{F_{Zvstat} - F_{ZvL} - F_{ZvSt} - F_{Zv dyn}} - \frac{\frac{e_{redv}}{l_{dyn}} \cdot a + F_{Rv}}{F_{Zvstat} - F_{ZvL} - F_{ZvSt} - F_{Zv dyn}}$	$f_h = \frac{i \cdot (F_{a trans} + F_{St} + F_R + F_L)}{F_{Zhstat} - F_{ZhL} + F_{ZhSt} + F_{Zhdyn}} - \frac{\frac{e_{redh}}{l_{dyn}} \cdot a + F_{Rh}}{F_{Zhstat} - F_{ZhL} + F_{ZhSt} + F_{Zhdyn}}$
Kraftschlussbeanspruchung bei unbeschl. Fahrt in der Ebene	$f_v = \frac{(1-i) \cdot (F_R + F_L) - F_{Rv}}{F_{Zvstat} - F_{ZvL}}$	$f_h = \frac{i \cdot (F_R + F_L) - F_{Rh}}{F_{Zhstat} - F_{ZhL}}$

Tab. 4-4: Kraftschlussbeanspruchungen

Frontantrieb	
kraftschlussbedingtes Beschleunigungsvermögen in der Ebene	$a_{\max,\mu} = \frac{(\mu \cdot l_h - f_R \cdot l_v)}{l + (\mu + f_R) \cdot (h + \frac{\Theta_{\text{querred}}}{m \cdot r_{\text{dyn}}})} \cdot g$ $+ \frac{(f_R \cdot c_{Ah} - \mu \cdot c_{Av} - c_w) \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2}{l + (\mu + f_R) \cdot (h + \frac{\Theta_{\text{querred}}}{m \cdot r_{\text{dyn}}})} \cdot \frac{l}{m}$
kraftschlussbedingtes Beschleunigungsvermögen in der Ebene aus dem Stand	$a'_{\max,\mu} \approx \frac{(\mu \cdot l_h - f_R \cdot l_v)}{l + (\mu + f_R) \cdot h} \cdot g$
kraftschlussbedingtes Steigvermögen	$\tan \alpha_{\text{stmax},\mu} \approx \frac{(\mu \cdot l_h - f_R \cdot l_v)}{l + (\mu + f_R) \cdot h}$
Heckantrieb	
kraftschlussbedingtes Beschleunigungsvermögen in der Ebene	$a_{\max,\mu} = \frac{(\mu \cdot l_v - f_R \cdot l_h)}{l - (\mu + f_R) \cdot (h + \frac{\Theta_{\text{querred}}}{m \cdot r_{\text{dyn}}})} \cdot g$ $+ \frac{(f_R \cdot c_{Av} - \mu \cdot c_{Ah} - c_w) \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2}{l - (\mu + f_R) \cdot (h + \frac{\Theta_{\text{querred}}}{m \cdot r_{\text{dyn}}})} \cdot \frac{l}{m}$
kraftschlussbedingtes Beschleunigungsvermögen in der Ebene aus dem Stand	$a'_{\max,\mu} \approx \frac{(\mu \cdot l_v - f_R \cdot l_h)}{l - (\mu + f_R) \cdot h} \cdot g$
kraftschlussbedingtes Steigvermögen	$\tan \alpha_{\text{stmax},\mu} \approx \frac{(\mu \cdot l_v - f_R \cdot l_h)}{l - (\mu + f_R) \cdot h}$
Allradantrieb	
kraftschlussbedingtes Beschleunigungsvermögen in der Ebene	$a_{\max,\mu} = \mu \cdot g - \frac{(\mu \cdot c_{Av} + \mu \cdot c_{Ah} + c_w)}{m} \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v \pm v_w)^2$
kraftschlussbedingtes Beschleunigungsvermögen in der Ebene aus dem Stand	$a'_{\max,\mu} \approx \mu \cdot g$
kraftschlussbedingtes Steigvermögen	$\tan \alpha_{\text{stmax},\mu} \approx \mu$

Tab. 4-5: Kraftschlussbedingtes Beschleunigungs- und Steigvermögen bei verschiedenen Antriebsarten

Setzt man voraus, dass der Radwiderstandsbeiwert sehr viel kleiner ist als der Kraftschlussbeiwert ($f_R \ll \mu$) und weiterhin gilt, dass:

$$(\mu + f_R) \cdot h \ll l \quad \text{Gl. 4-51}$$

so erhält man für die Fahrgrenzen in der Ebene die Abhängigkeiten:

$$a_{\max,\mu,\text{Front}} \approx \mu \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} = \mu \cdot g \cdot \frac{F_{Zv\text{stat},0}}{G} \quad \text{Gl. 4-52}$$

$$a_{\max,\mu,\text{Heck}} \approx \mu \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} = \mu \cdot g \cdot \frac{F_{Zh\text{stat},0}}{G} \quad \text{Gl. 4-53}$$

und:

$$\tan \alpha_{\text{Stmax},\mu,\text{Front}} \approx \mu \cdot \frac{l_h}{l} = \mu \cdot \frac{F_{Zv\text{stat},0}}{G} \quad \text{Gl. 4-54}$$

$$\tan \alpha_{\text{Stmax},\mu,\text{Heck}} \approx \mu \cdot \frac{l_v}{l} = \mu \cdot \frac{F_{Zh\text{stat},0}}{G} \quad \text{Gl. 4-55}$$

mit $F_{Zv\text{stat},0}$, $F_{Zh\text{stat},0}$ = statische Achslasten in der Ebene.

4.4.5 Traktionskoeffizient und gesetzliche Vorschriften

Die kraftschlussbedingten Fahrgrenzen werden also wesentlich von dem Verhältnis der statischen Achslast der angetriebenen Achse zum Gesamtgewicht, das als Traktionskoeffizient τ bezeichnet wird, bestimmt.

$$\tau = \frac{F_{Z\text{angetr stat},0}}{G} \quad \text{Gl. 4-56}$$

Sein Wert ist proportional zur Schwerpunktlage und damit vor allem von der Motoranordnung im Fahrzeug sowie vom Beladungszustand abhängig.

Abb. 4-45 zeigt für einen repräsentativen Querschnitt von Fahrzeugen die Traktionskoeffizienten in Abhängigkeit vom Beladungszustand für Fronttriebsatz, Standardtriebsatz und Hecktriebsatz (lt. Gesetzgeber wird das Fahrzeuggewicht in kg bzw. in t angegeben).

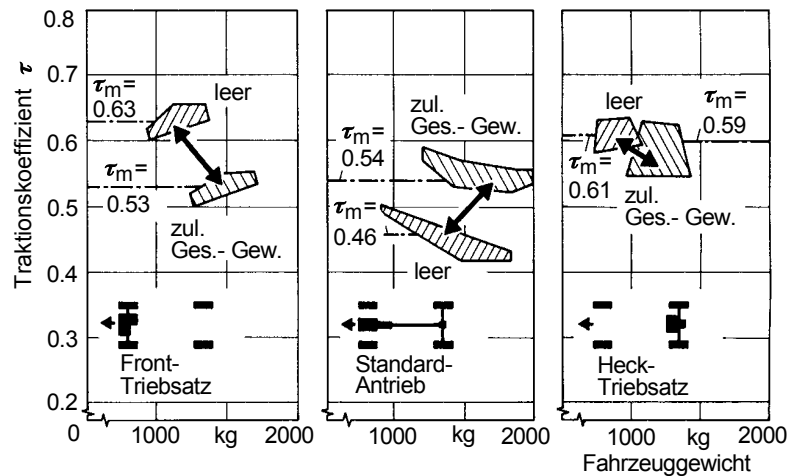


Abb. 4-45: Traktionskoeffizient verschiedener Antriebskonzepte

Günstige Traktionsbedingungen weist ein frontgetriebenes Fahrzeug bei Leerfahrt auf, da sich der Motor über der angetriebenen Achse befindet. Sie verschlechtern sich allerdings bei Zuladung wegen der Lage des Kofferraums an der Hinterachse. Fahrzeuge mit Standardantrieb verbessern dagegen ihren Traktionskoeffizienten bei Zuladung, so dass sie den konzeptbedingten Vorteil der frontgetriebenen Fahrzeuge dann ausgleichen können. Hinzu kommt, dass durch die dynamische bzw. steigungsbedingte Gewichtsverlagerung die Hinterachse zusätzlich belastet wird. Bei Pkw mit Hecktriebssatz ändert sich der gute Traktionskoeffizient bei Zuladung nur unwesentlich.

Der Änderung des Traktionskoeffizienten mit der Beladung kommt bei Nutzfahrzeugen besondere Bedeutung zu, da wegen des hohen Verhältnisses von Nutzlast zu Leergewicht die Gewichtsunterschiede zwischen leerem und beladenem Zustand groß sind. In Abb. 4-46 sind die Traktionskoeffizienten ausgeführter zweiachsiger Lkw mit 17 t zulässigem Gesamtgewicht über dem Fahrzeuggewicht aufgetragen.

Für das zulässige Gesamtgewicht reduziert sich der Streubereich auf einen Punkt, da der Gesetzgeber die zulässige Achslast auf 11 t begrenzt und dieses Limit in allen Fällen mit angetriebener Hinterachse in Anspruch genommen wird.

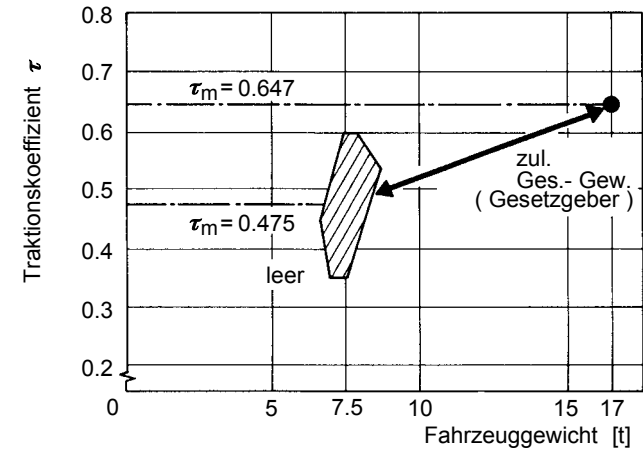


Abb. 4-46: Traktionskoeffizienten zweiachsiger Lkw mit $G_{\text{geszul}} = 17 \text{ t}$

Da für die Bestimmung des Traktionskoeffizienten die Berechnung der Achslasten nötig ist, sollen in diesem Zusammenhang auch die gesetzlichen Vorschriften (StVZO) bezüglich maximal zulässiger Achslasten (Tab. 4-6) und zulässiger Abmessungen (Abb. 4-47) erwähnt werden. Ergänzend sind die vorgeschriebenen Mindestmotorleistungen -abhängig vom zulässigen Gesamtgewicht- angegeben (Abb. 4-48).

Einzelachse	Doppelachse	Dreifachachse
angetrieben: 11.5 t nicht angetrieben: 10 t	$d < 1.0\text{m}$: 11t $1.0\text{m} < d \leq 1.3\text{m}$: 16t $1.3\text{m} < d \leq 1.8\text{m}$: 18t $d > 1.8\text{m}$: 20t	$d \leq 1.3\text{m}$: 21t $1.3\text{m} < d \leq 1.4\text{m}$: 24t

Tab. 4-6: Zulässige Achslasten (StVZO)

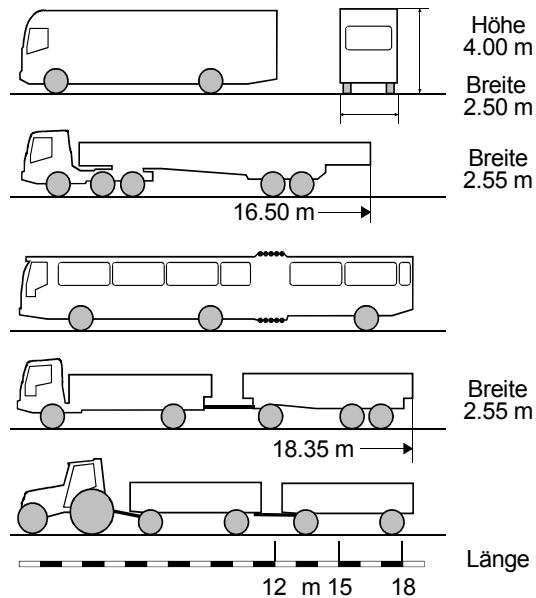


Abb. 4-47: Zulässige Abmessungen für Kraftfahrzeuge und Lastzüge (StVZO)

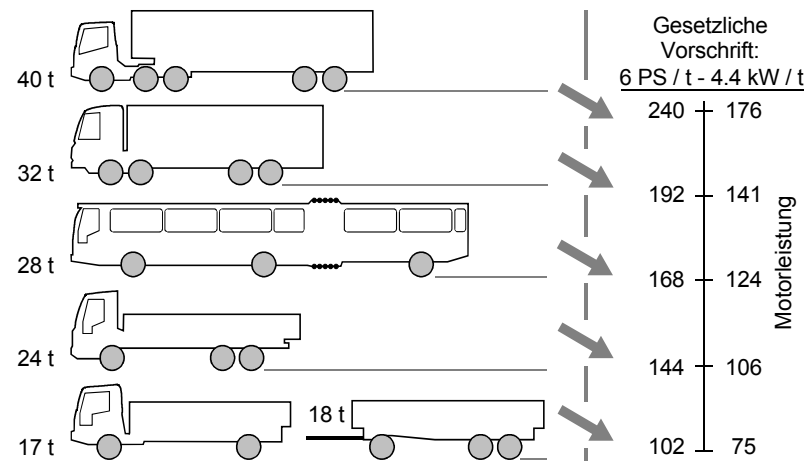


Abb. 4-48: Gesamtgewicht und Mindestmotorleistung (StVZO)

Abschließend sind in der folgenden Tabelle für einige Nkw-Konzepte die aus den zulässigen Achslasten der angetriebenen Achsen resultierenden Traktionskoeffizienten bei voller Zuladung angegeben.

Fahrzeugtyp	Gesamtgewicht [t]	angetriebene Achsen Anzahl	angetriebene Achsen Achslast [t]	Traktionskoeffizient
Nkw, 3 Achsen	24	2*	18	0,750
Nkw, 3 Achsen	24	1**	11	0,458
Sattel-Kfz	40	2	18	0,450
Sattel-Kfz	40	1	11	0,275

*angetriebene Doppelachse

**Antriebsachse mit Nachlaufachse

Tab. 4-7: Resultierende Traktionskoeffizienten bei voller Zuladung für Nkw

4.4.6 Kraftschlussbedingtes Bremsvermögen

Bei der Auslegung von Bremsanlagen werden die mitverzögernden Fahrwiderstände sowie das Motorbremsmoment nicht berücksichtigt. In der Ebene unter Vernachlässigung aerodynamischer Achslasteinflüsse mit $F_z = G$ gilt:

$$F_B = m \cdot a_B = m \cdot g \cdot \frac{a_B}{g} = G \cdot z = F_z \cdot z \quad \text{Gl. 4-57}$$

Die Gesamtbremskraft entspricht der Summe der am einzelnen Rad wirkenden Bremskräfte $F_{B\text{Rad}}$, die aus Gründen der Fahrstabilität an einer Achse in der Regel gleich groß sind.

$$F_B = 2 \cdot F_{B\text{Rad},v} + 2 \cdot F_{B\text{Rad},h} = F_{Bv} + F_{Bh} \quad \text{Gl. 4-58}$$

Da bei allen Fahrzeugen die Bremsanlage als Allradbremse ausgeführt ist, gilt für die maximale Bremsverzögerung bei optimaler Verteilung der Bremskraft auf die Achsen:

$$a_{B\text{max}} = \mu \cdot g \quad \text{bzw.} \quad z_{\text{max}} = \mu \quad \text{Gl. 4-59}$$

Die geforderte Verteilung (ideale Bremskraftverteilung) ist von verschiedenen Parametern (Geschwindigkeit, Zuladung, etc.) abhängig.

Zunächst sei zum besseren Verständnis nochmals auf die Kraftschlussbeanspruchung f verwiesen (Gleichung 4.4-16). Sie ist hier definiert als das Verhältnis der Achsbremskraft F_{Bv} bzw. F_{Bh} zur zugehörigen Achslast:

$$f_v = \frac{F_{Bv}}{F_{Zv}}, \quad f_h = \frac{F_{Bh}}{F_{Zh}} \quad \text{Gl. 4-60}$$

Man spricht von einer idealen Bremskraftverteilung, wenn die Kraftschlussbeanspruchungen an Vorder- und Hinterachse für alle vorkommenden Kraftschlussverhältnisse und somit für jede Abbremsung z übereinstimmen. Nur so lässt sich bei allen Fahrbahngriffigkeiten optimale Bremswirkung erzielen.

Mit der Grundbedingung idealer Bremskraftverteilung:

$$f_v = f_h = f_{id} \quad \text{Gl. 4-61}$$

ergibt sich aus:

$$\begin{aligned} F_B &= z \cdot F_Z = F_{Bv} + F_{Bh} \\ &= f_v \cdot F_{Zv} + f_h \cdot F_{Zh} \end{aligned} \quad \text{Gl. 4-62}$$

die Bremskraft zu:

$$F_B = f_{id} \cdot (F_{Zv} + F_{Zh}) \quad \text{Gl. 4-63}$$

Unter Vernachlässigung der aerodynamischen Einflüsse auf die Achslasten gilt:

$$F_B = f_{id} \cdot F_Z \quad \text{Gl. 4-64}$$

so dass die Kraftschlussbeanspruchung an jeder Achse der Abbremsung entspricht:

$$z = f_{id} = f_v = f_h$$

Mit den Achslastbeziehungen für die Ebene - rotatorische Masseneinflüsse unberücksichtigt - lässt sich eine Beziehung für die ideale Verzögerung als Funktion der vorderen Achsbremskraft F_{Bv} herleiten:

$$z = \frac{F_{Bv}}{m \cdot g \cdot \left(\frac{l_h}{l} + \frac{h}{l} \cdot z \right)} \quad \text{Gl. 4-65}$$

Daraus ergibt sich z als Lösung einer quadratischen Gleichung:

$$z = -\frac{l_h}{2 \cdot h} + \sqrt{\left(\frac{l_h}{2 \cdot h}\right)^2 + \frac{F_{Bv}}{F_Z} \cdot \frac{l}{h}} \quad \text{Gl. 4-66}$$

Für die Bremskraft an der Hinterachse in Abhängigkeit von der Bremskraft an der vorderen Achse, jeweils bezogen auf das Fahrzeuggewicht, gilt allgemein:

$$\frac{F_{Bh}}{F_Z} = z - \frac{F_{Bv}}{F_Z} \quad \text{Gl. 4-67}$$

Damit ergibt sich:

$$\frac{F_{Bh}}{F_Z} = -\frac{l_h}{2 \cdot h} + \sqrt{\left(\frac{l_h}{2 \cdot h}\right)^2 + \frac{F_{Bv}}{F_Z} \cdot \frac{l}{h}} - \frac{F_{Bv}}{F_Z} \quad \text{Gl. 4-68}$$

Diese parabolische Beziehung der idealen Bremskraftverteilung ist bestimmt durch die Schwerpunktkoordinaten und einen festen Beladungszustand.

Abb. 4-49 stellt den Verlauf der bezogenen Hinterachsbremskraft über der bezogenen Vorderachsbremskraft im sogenannten Bremskraftdiagramm dar. Ebenfalls eingetragen sind die Linien konstanter Abbremsung.

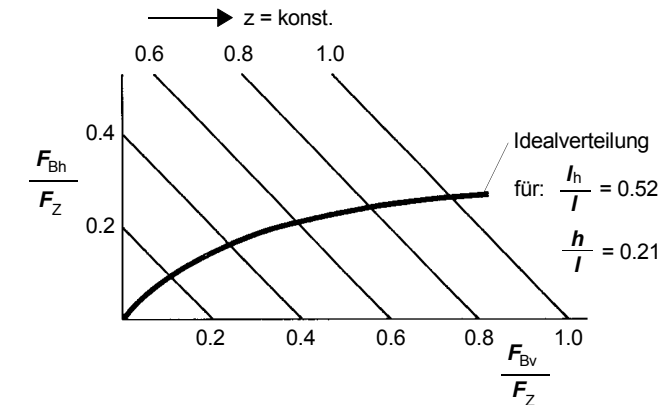


Abb. 4-49: Ideale Bremskraftverteilung

Für steigende Abbremsung weist die Hinterachsbremskraft einen degressiven Verlauf auf, da die Hinterachse zunehmend entlastet wird.

4.4.7 Bremskraftverteilung

In Kraftfahrzeug-Bremsanlagen lässt sich die ideale Bremskraftverteilung nur mit erheblichem regelungstechnischem Einsatz realisieren. Im allgemeinen werden Systeme verwendet, bei denen mit unterschiedlichem Aufwand versucht wird, die reale Verteilung der idealen anzupassen.

Diese Systeme lassen sich einteilen in:

- starre Bremskraftverteilung,
- Bremskraftsteuerung,
- Bremskraftregelung.

4.4.7.1 Starre Bremskraftverteilung

In einem Kraftfahrzeug erfolgt die Bremskraftverteilung ohne zusätzliche Regelungsmaßnahmen in einem festen Verhältnis, abhängig von den Flächenverhältnissen der vorderen und hinteren Radbremszylinder sowie bei Stufenhauptzylindern von deren Auslegung.

Im Bremskraftdiagramm (Abb. 4-50) ergibt sich ein linearer Zusammenhang.

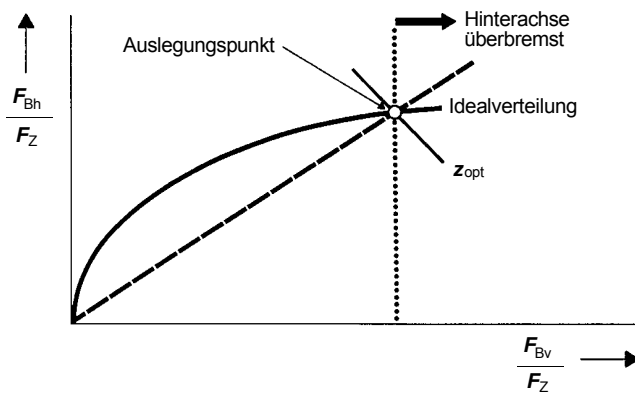


Abb. 4-50: Starre Bremskraftverteilung

Bis zum Schnittpunkt des Verlaufs der festen mit der idealen Bremskraftverteilung, dem sogenannten Auslegungspunkt der Bremsanlage, ist die Vorderachsbremskraft größer als im Idealzustand. Folglich neigt die Vorderachse bei entsprechenden Kraftschlussverhältnissen zum Überbremsen, die Vorderräder blockieren.

Bei oberhalb des Auslegungspunktes gelegenen Abbremsungen neigt die Hinterachse zum Blockieren, lediglich im Auslegungspunkt liegt der Idealfall gleichmäßiger Kraftschlussbeanspruchung vor.

Vor allem das Blockieren der Hinterachse muss vermieden werden, da dann das Fahrzeug ins Schleudern gerät, während ein Fahrzeug mit blockierter Vorderachse zwar seine Lenkfähigkeit verliert, jedoch „fahrstabil“ bleibt. Die EG-Richtlinien schreiben deshalb vor, dass der Auslegungspunkt erst bei einer Abbremsung von $z = 0,8$ überschritten werden darf.

4.4.7.2 Bremskraftsteuerung

Aufgabe der verschiedenen Bremskraftsteuerungen ist es, den Verlauf der realen Bremskraftverteilung dem der idealen anzunähern. Dazu werden zwischen Hauptzylinder und hinteren Radbremszylindern entsprechende Ventile eingesetzt. Nach der Wirkungsweise dieser Ventile unterscheidet man dabei verschiedene Ausführungen.

- Bremskraftbegrenzer

Die einfachste Möglichkeit der Bremskraftsteuerung bietet der Bremskraftbegrenzer. Er begrenzt die Hinterachsbremskraft auf einen maximalen Wert (Abb. 4-51). Dadurch kann ein Überbremsen der Hinterachse verhindert werden.

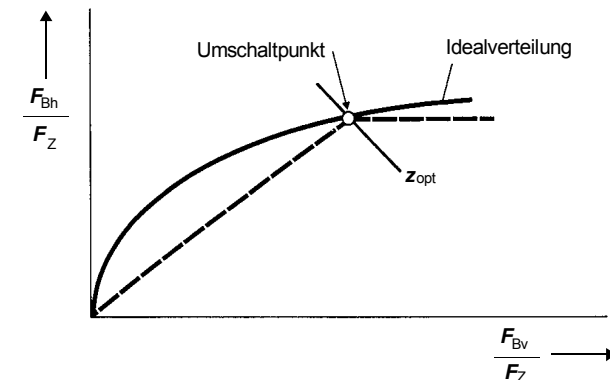


Abb. 4-51: Bremskraftverteilung bei Einsatz eines Bremskraftbegrenzers

Realisiert wird der Bremskraftbegrenzer durch ein Überdruckventil. Ab einem bestimmten, von der Federauslegung abhängenden Eingangsdruck schließt das Ventil, so dass der Hinterachsbremsdruck auch bei weiter steigendem Eingangsdruck konstant bleibt.

- Bremskraftminderer

Eine weitergehende Annäherung der realen Bremskraftverteilung an die ideale ermöglicht der Bremskraftminderer. Den Verlauf zeigt Abb. 4-52.

Die Blockierneigung der Vorderachse kann im Vergleich zum Bremskraftbegrenzer gesenkt werden. Erreicht wird die Bremskraftminderung mit Hilfe eines Ventils, das ab einem vorgegebenen Eingangsdruck weitere Druckerhöhungen nur noch gemindert an den Ausgang weiterleitet.

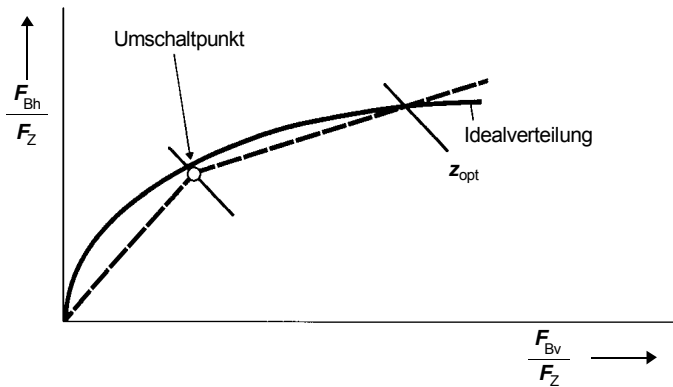


Abb. 4-52: Bremskraftverteilung bei Einsatz eines Bremskraftminderers

- Automatisch lastabhängige Bremskraftverteilung

Wechselnde Beladungszustände führen zu variierenden Schwerpunktkoordinaten und damit zu einer veränderten idealen Bremskraftverteilung. Um die gewünschte Annäherung der Verläufe realer und idealer Bremskraftverteilung für verschiedene Belastungszustände annähernd konstant zu halten, werden, vor allem bei schweren Nkw, automatisch lastabhängige Bremsen (ALB) eingesetzt.

Man unterscheidet zwischen „strahlenförmiger“ ALB und „abgeknickter“ ALB.

Bei der „strahlenförmigen“ ALB (Abb. 4-53) wird das im Prinzip starre Verhältnis der Vorder- und Hinterachsbrmskräfte beladungsabhängig variiert, bei der „abgeknickten“ ALB (Abb. 4-54) ändert sich der Umschalt'punkt, ab dem die Bremskraftminderung oder -begrenzung in Kraft tritt. Die Steuerung der lastabhängigen Bremsen erfolgt in der Regel über die Relativbewegung zwischen Achse und abgedefertem Aufbau. Bei Fahrzeugen mit Niveauregulierung kann die in den Federbeinen oder Bälgen erzeugte Druckänderung zur Steuerung genutzt werden.

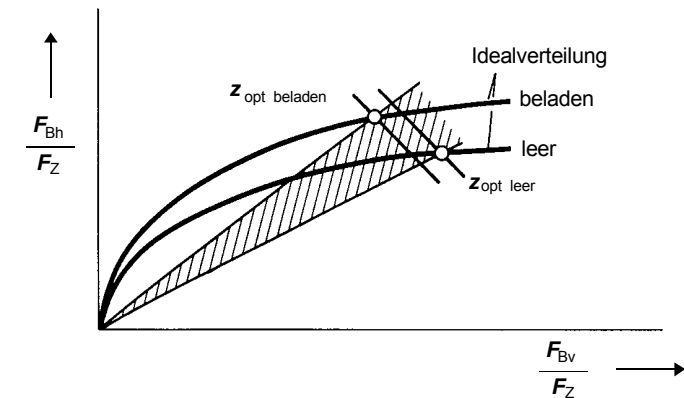


Abb. 4-53: Strahlenförmige ALB

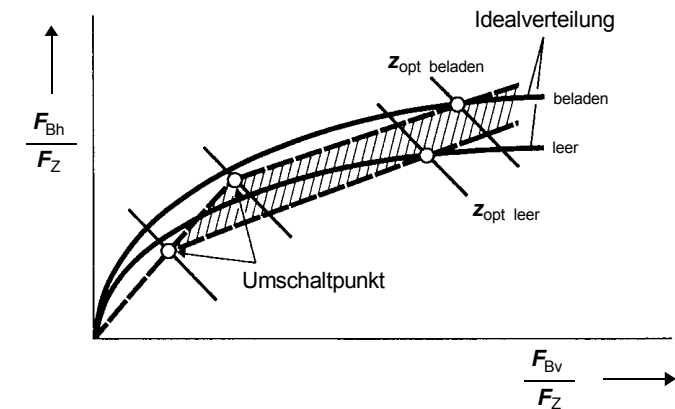


Abb. 4-54: Abgeknickte ALB

Besonders stark ausgeprägt ist die Schwerpunktänderung durch Beladung bei Nutzfahrzeugen. Für Sattelzugmaschinen und -anhänger mit einem zulässigen Gesamtgewicht über 7,5 t ist deshalb vom Gesetzgeber (StVZO) eine automatisch lastabhängige Bremse vorgeschrieben.

Abb. 4-55 zeigt einen lastabhängigen Bremskraftminderer für die Druckluftbremsanlage von Nutzfahrzeugen.

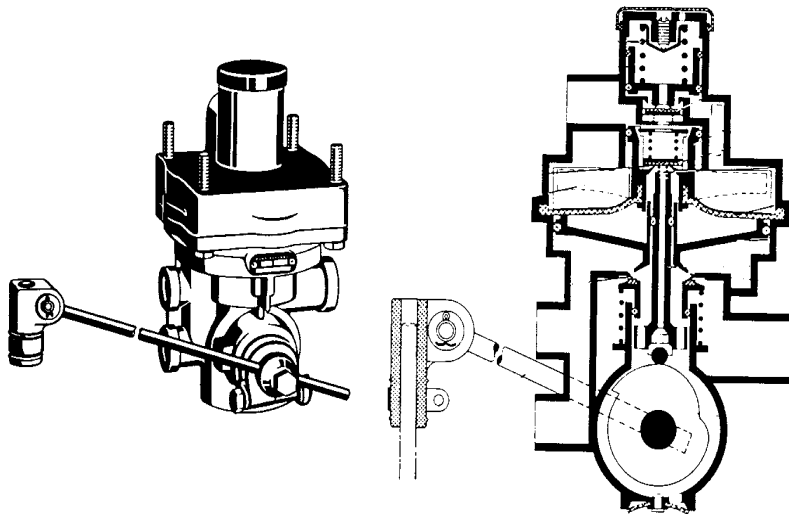


Abb. 4-55: Lastabhängiger Bremskraftminderer für Druckluftbremsanlagen

4.4.7.3 Bremskraftregelung (automatische Blockierverhinderer)

Die behandelten Bremskraftsteuerungen können zwar die reale Bremskraftverteilung an die ideale annähern, sind jedoch nicht in der Lage, ein Blockieren der Räder auszuschließen.

Das Blockieren eines Rades ($s_B = 1$) führt aber nicht nur zu einer Verminderung der möglichen Bremskraft und damit der Abbremsung, sondern vor allem zu einer starken Reduzierung der möglichen Seitenführungskraft. Dies bedeutet bei blockierten Vorderrädern den Verlust der Lenkfähigkeit, bei überbremster Hinterachse eine erhöhte Schleudergefahr.

In Abb. 4-56 sind qualitativ der Verlauf der Bremskraft F_B und der maximal möglichen Seitenführungskraft F_S auf griffiger Fahrbahn in Abhängigkeit vom Bremsschlupf s_B aufgetragen.

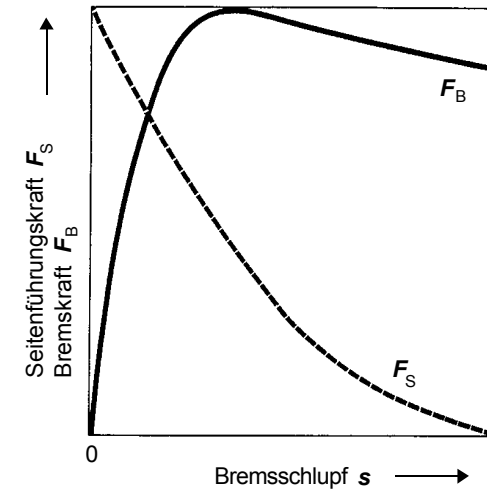


Abb. 4-56: Brems- und Seitenführungskraft als Funktion des Bremsschlupfes

Automatische Blockierverhinderer (ABV) begrenzen durch eine Druckregelung den beim Bremsen entstehenden Schlupf, so dass eine hohe Abbremsung mit gleichzeitig guter Seitenführungskraft erzielt wird. Der Reibbeiwert zwischen Reifen und Straße und damit die mögliche Bremskraft ist jedoch vom Reifentyp, vom Schräglaufwinkel und in hohem Maße von der Fahrbahnbeschaffenheit abhängig. Ein automatischer Blockierverhinderer sollte deshalb eine adaptive Regelung aufweisen, die sich den verschiedenen Reifen- und Fahrbahnbedingungen anpassen kann.

a) Regelgrößen

Da die mehr oder weniger ausgeprägten Reibwertmaxima bei annähernd gleichem Bremsschlupf vorliegen, wäre dieser die ideale Regelgröße für automatische Blockierverhinderer. Der Schlupf zwischen Fahrbahn und Reifen ist jedoch nicht direkt erfassbar, es müssen andere geeignete Regelgrößen gefunden werden.

Dazu zeigt Abb. 4-57 schematisch die an einem gebremsten Rad angreifenden Kräfte und Momente.

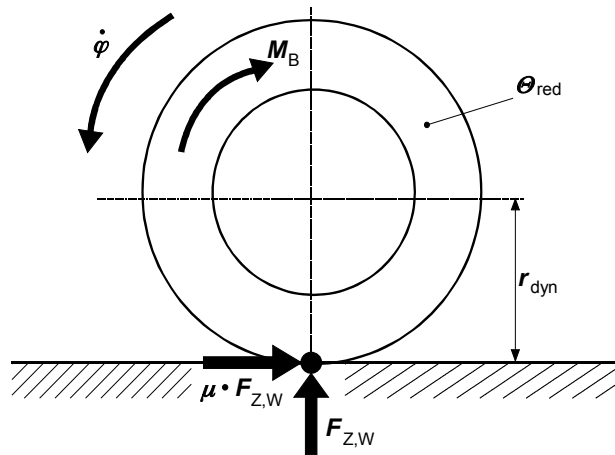


Abb. 4-57: Kräfte und Momente am gebremsten Rad

Aus der Summe der Momente ergibt sich für das Bremsmoment M_B :

$$M_B = \mu \cdot F_{Z,W} \cdot r_{dyn} - \Theta_{red} \cdot \dot{\varphi}_R \quad \text{Gl. 4-69}$$

Nach Überschreiten des Kraftschlussmaximums wird die Bremskraft in der Reifenauflandsfläche $\mu \cdot F_{Z,W}$ und damit das resultierende Moment $\mu \cdot F_{Z,W} \cdot r_{dyn}$ kleiner. Bei einem konstanten Bremsmoment muss das kleiner werdende resultierende Moment durch eine Verkleinerung der Radwinkelbeschleunigung beim Bremsen, also durch eine Vergrößerung der Raddrehverzögerung, kompensiert werden. Da das Moment $\mu \cdot F_{Z,W} \cdot r_{dyn}$ wesentlich größer ist als das Moment $\Theta_{red} \cdot \dot{\varphi}_R$, hat eine kleine Änderung von μ eine große Änderung von $\dot{\varphi}_R$ zur Folge. Daher ist die Raddrehverzögerung $\dot{\varphi}_R$ eine für automatische Blockierverhinderer geeignete Regelgröße.

Elektronisch gesteuerte automatische Blockierverhinderer ermitteln die Raddrehverzögerung in der Regel durch eine Differentiation der von den Drehzahlaufnehmern am Rad ermittelten Signale. Zur exakten Regelung des Abbremsvorgangs sind jedoch weitere Werte notwendig.

Als zweite Regelgröße wird häufig der „relative Schlupf“ verwendet. Aus den Radgeschwindigkeiten mehrerer Räder wird mit Hilfe logischer Verknüpfungen eine Referenzgeschwindigkeit abgeleitet, die in etwa der im betrachteten Augenblick gültigen Radgeschwindigkeit für optimalen Kraftschluss entspricht.

Durch Vergleich der tatsächlichen Radgeschwindigkeit mit der Referenzgeschwindigkeit erhält man die jeweiligen „relativen“ Schlupfgrößen.

Alternativ kann die translatorische Fahrzeugverzögerung als zweite Regelgröße, die als Referenzgröße zur Raddrehverzögerung gebraucht wird, ermittelt werden. Dies setzt jedoch einen Beschleunigungsaufnehmer im Fahrzeug voraus.

Im Entwicklungsstadium befinden sich auch spezielle Sensoren, die in den Reifen integriert sind und direkt im Reifenlatsch die Kraftschlussbeanspruchung zwischen Reifen und Fahrbahn messen. Die Funktionsweise basiert auf der Idee, dass von der im Laufstreifen abrollender Reifen auftretenden Profilelementverformung auf die lokalen Kraftverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn geschlossen werden kann. Abb. 4-58 zeigt den schematischen Aufbau eines solchen Sensors.

Bei Verschiebung des Permanentmagneten relativ zur Platine ändern sich die Flussdichten an den 4 Hallgeneratoren. Mit den einzelnen Ausgangssignalen lassen sich dann die Reifenverformungen in x-, y-, und z-Richtung bestimmen.

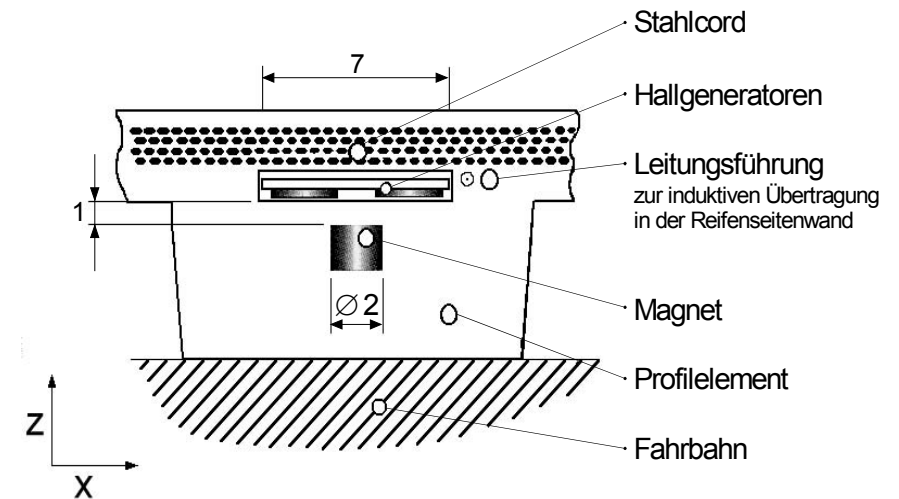


Abb. 4-58: Reifensensor zur Kraftschlussmessung

b) Regelvorgang

Prinzipiell ist der Ablauf eines Regelzyklus für alle über die Raddrehverzögerung gesteuerten automatischen Blockierverhinderer gleich. Der vom Fahrer zu hoch eingestellte Bremsdruck wird so eingeregelt, dass sich die Raddrehverzögerung zwischen einer oberen und unteren Schranke einpendelt. Die Methoden, eine möglichst sichere, von äußeren Störgrößen unabhängige Einhaltung der für eine optimale Bremsung erforderlichen Grenzen zu realisieren, sind nach ABV-Typ unterschiedlich.

Als Beispiel soll hier der Ablauf des Regelvorgangs einer ABS-Regelung (Anti-Blockier-System) unter Verwendung der Regelgrößen Raddrehverzögerung und relativer Schlupf betrachtet werden, wie er in Abb. 4-59 dargestellt ist.

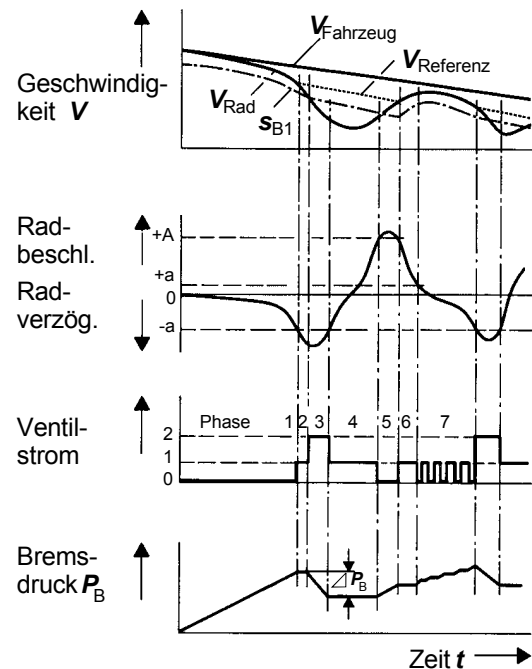


Abb. 4-59: Regelvorgang einer ABS-Regelung (Bosch)

- Phase 1: Aufgrund einer Erhöhung des Bremsdrucks durch den Fahrer sinkt die Radumfangsgeschwindigkeit stärker als die Fahrzeuggeschwindigkeit.
- Phase 2: Überschreitet die Radverzögerung die für das Erreichen des maximalen Kraftschlusses charakteristische Schwelle ('-a' in Abb. 4-59), wird der Bremsdruck auf dem aktuellen Wert gehalten.
- Phase 3: Unterschreitet nun die Radgeschwindigkeit die Schlupfschwellen s_{B1} , wird der Bremsdruck gesenkt.
- Phase 4: Wenn die '-a'-Schwelle wieder erreicht wird, wird der Druck konstant gehalten.
- Phase 5: Übersteigt die Radbeschleunigung in dieser Phase konstanten Bremsdrucks die obere Beschleunigungsgrenze ('+A'), wird der Bremsdruck wieder erhöht.
- Phase 6: Zwischen dem '+A'- und '+a'-Beschleunigungssignal wird der Bremsdruck gehalten, danach langsam gesteigert, bis erneut die '-a'-Radverzögerung erreicht ist.
- Phase 7: Es beginnt ein neuer Regelzyklus, diesmal jedoch unmittelbar durch Druckabbau eingeleitet.

Die Druckhaltephase zu Beginn des Regelvorgangs dient der Filterung eventueller Störungen durch Änderung der äußeren Bedingungen. Da bei großen Radträgheitsmomenten, kleinem Kraftschlussbeiwert und langsamem Druckanstieg im Radbremszylinder schon bei vorsichtigem Anbremsen das Rad blockieren kann, ohne dass die Radverzögerungsschwelle '-a' erreicht wurde, zieht man als zweite Regelgröße des ABS den relativen Schlupf hinzu. Das Erreichen eines bestimmten Schlupfwertes ruft ebenfalls eine Bremsdruckminderung hervor.

c) Regelungsstrategien

Bei der Regelung der Bremskraft an den Rädern einer Achse durch automatische Blockierverhinderer werden zur Zeit drei verschiedene Regelungsstrategien angewendet:

- Einzelrad-Regelung,
- select-low-Regelung,
- select-high-Regelung.

- Einzelrad-Regelung

Soll die maximal mögliche Abbremsung eines Fahrzeugs verwirklicht werden, so muss jedes Rad den maximal möglichen Kraftschluss ausnutzen. Dies gelingt mit Hilfe einer Einzelrad- oder Individualregelung, bei der jedes Rad über einen Sensor für die Regelgröße sowie einen eigenen Bremsdruckkanal verfügt. Die Bremskraft wird so für jedes Rad unabhängig vom Verhalten der übrigen Fahrzeugräder separat gesteuert.

Dem Vorteil maximalen Bremsvermögens steht ein bei einseitig glatter Fahrbahn (μ -Split) aufgrund stark unterschiedlicher Bremskräfte hohes Giermoment entgegen.

- select-low Regelung

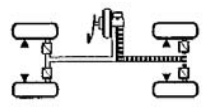
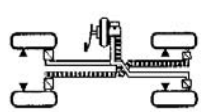
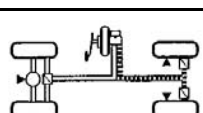
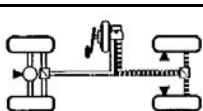
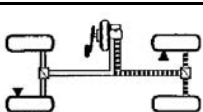
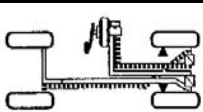
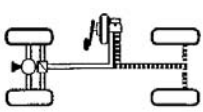
Bei der select-low-Regelung wird der Bremsdruck beider Räder einer Achse gemeinsam geregelt. Die Höhe des Bremsdrucks bestimmt dabei das Rad mit dem niedrigeren Kraftschluss, dies kann mit Hilfe eines Sensors an jedem Rad oder eines gemeinsamen Sensors am Achsantriebsritzel erfolgen.

Mit der select-low-Regelung wird der Kraftschluss des auf der griffigen Oberfläche rollenden Rades zwar nicht voll genutzt, es bleibt so jedoch eine hohe Seitenführungskraft erhalten. Giermomente treten nicht auf, da an beiden Rädern annähernd gleiche Bremskräfte wirken. Aus diesen Gründen bietet sich eine select-low-Regelung für die Hinterachse an.

- select-high-Regelung

Bei der select-high-Regelung bestimmt das Rad mit dem höheren Kraftschluss den gemeinsamen Bremsdruck der beiden Räder einer Achse. Hierzu ist ein Sensor pro Rad erforderlich. Die erzielbare Abbremsung ist höher als bei select-low-geregelter Achse. Das Rad mit dem geringeren Kraftschluss kann jedoch blockieren, was zum Verlust der Seitenführungskraft führt; die dann ungleichen auf die Fahrbahn übertragenen Kräfte erzeugen ein Giermoment. Aufgrund der höheren erzielbaren Abbremsung werden select-high-Regelungen üblicherweise für die Vorderachse benutzt.

Mit diesen Regelungsprinzipien für die Räder einer Achse ergeben sich für ein zweiachsiges Fahrzeug zahlreiche Kombinationsmöglichkeiten. Tab. 4-3 zeigt einige Varianten mit unterschiedlicher Anzahl von Drehzahlaufnehmern (Sensoren) und Druckregelkanälen.

Systemvarianten ☒ Regelkanal ◀ Sensor	Kanäle	Sensoren	Regelung		Kraftschlußausnutzung		Lenkbarkeit	Fahrstabilität
			VA	HA	VA	HA		
	4	4	einzeln	einzeln	++	++	+	-
	4	4	einzeln	einzeln	++	++	+	-
			einzeln	select low	++	-	+	-
			select high		+	-	-	+
	3	3	einzeln	select low	++	-	+	-
			select high		+	-	-	+
	2	3	select high	select low	+	+	-	-
	2	2	select low	select low	-	-	-	-
	2	2	select low		-	-	-	-
	1	1	select low		--	--	-	-

Tab. 4-8: Systemvarianten automatischer Blockierverhinderer

Die Einzelradregelung an beiden Achsen erfordert in jedem Fall 4 Sensoren und 4 Regelkanäle. Automatische Blockierverhinderer mit individuell oder select-high-geregelten Vorderrädern und select-low-geregelter Hinterachse benötigen bei diagonaler Bremskreisaufteilung ebenfalls 4 Kanäle und Sensoren, bei Standardaufteilung jedoch nur jeweils drei.

Die 2-Kanal-Variante mit 3 Sensoren wird üblicherweise nach der select-high-Methode geregelt. Lenkbarkeit und Fahrstabilität sind bei für beide Radspuren unterschiedlichem Kraftschluss nicht gewährleistet. Bei diagonaler Bremskreis-aufteilung kann der Bremsdruck eines Hinterrads gemeinsam mit dem diagonal gegenüberliegenden, einzeln geregelten Vorderrad geregelt werden. Auch bei diesem 2-Kanal-System sind Lenkbarkeit und Fahrstabilität nicht gesichert. 1-Kanal-Regelungen gewährleisten nur auf symmetrischen Fahrbahnoberflächen Fahrstabilität, Lenkbarkeit ist nicht sichergestellt. Die Bremswege sind vergleichsweise lang.

d) Ausgeführte Beispiele

Ausgeführte automatische Blockierverhinderer (ABV) lassen sich einteilen in

- elektronische Systeme,
- mechanische Systeme.

Elektronisch geregelte automatische Blockierverhinderer bestehen grundsätzlich aus drei Baugruppen, wie der Darstellung des Regelkreises in Abb. 4-60 zu entnehmen ist:

- den Sensoren (1) zur Erfassung der Regelgröße,
- der elektronischen Steuereinheit (2), die die Signale der Sensoren verarbeitet,
- der hydraulischen Steuereinheit (3), die die Befehle der elektronischen Steuereinheit über Magnetventile in Druckänderungen an den Radbremsen umsetzt.

Wegen der hohen Sicherheitsanforderungen an ein Bremssystem ist die elektronische Steuereinheit als redundantes System auszulegen. Dieses aus zwei identischen Mikroprozessoren bestehende System erkennt durch Vergleich von Kontrollsignalen die Fehlfunktion eines Mikroprozessors.

Mechanische Blockierverhinderer wurden vor allem aus Kostengründen eingesetzt. Da die Regelzyklen aber vergleichsweise langsam sind und der Kostenvorteil gegenüber elektronisch geregelten Systemen immer kleiner geworden ist, werden solche Systeme heute nicht mehr angewendet.

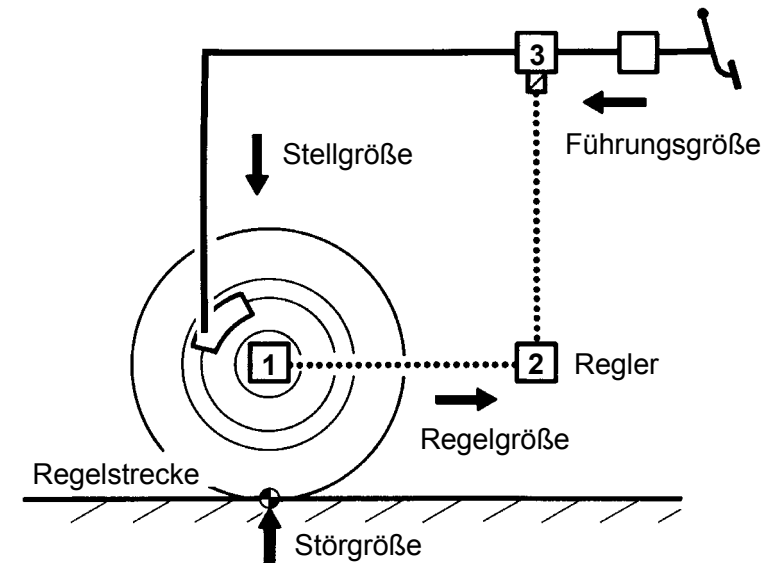


Abb. 4-60: Regelkreis eines elektronischen ABV

- Anti-Blockier-System

Das Anti-Blockier-System (ABS, Bosch) arbeitet mit individueller Vorderradregelung und select-low-geregelter Hinterachse. Es wird als zusätzliches Bauelement in die Bremsanlage eingebaut. Je nach Bremskreis-aufteilung werden drei oder vier Bremsventile und Sensoren verwendet. Die 3-Kanal-Regelung verfügt über einen gemeinsamen Sensor für die Hinterräder am Differential. Bei den Sensoren handelt es sich um Drehzahlfühler, der Rechner bildet aus der Raddrehzahl die Drehverzögerung sowie, als zweite Regelgröße, den relativen Schlupf. Aus beiden Regelgrößen ergeben sich die Steuerbefehle an die Magnetventile, die drei mögliche Stellungen aufweisen: Normal-, Druckhalte- und Druckabbaustellung (Abb. 4-61).

Nach jedem Stillstand werden die elektronische Steuereinheit und die elektronischen Teile der Steuerhydraulik durch einen Selbsttest auf einwandfreie Funktion hin überprüft. Bei Defekten schaltet sich das ABS ab, die Normal-Bremsanlage bleibt voll funktionsfähig, eine Warnleuchte signalisiert dem Fahrer den Ausfall des ABS.

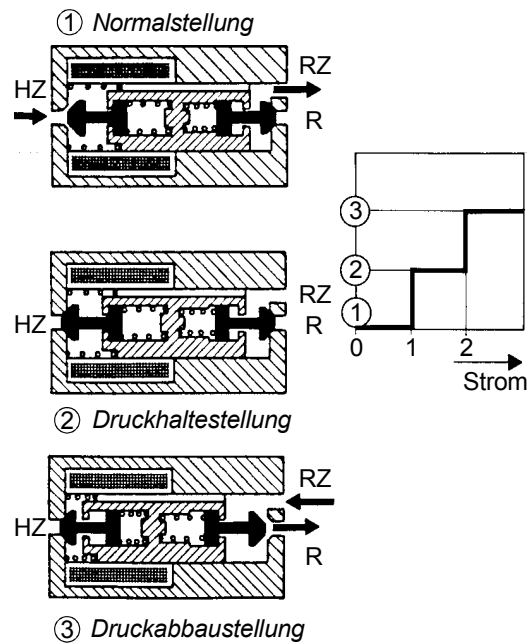


Abb. 4-61: Funktion des ABS-3/3-Magnetventils (Bosch)

- Anti-Skid-System

Im Gegensatz zum „Add-on“-System von Bosch handelt es sich beim Anti-Skid (AS, Teves) um eine integrierte Anlage, bei der Bremsbetätigung, Bremskraftverstärkung und die Antiblockierregelfunktion zu einem kompakten Hydraulik-Aggregat zusammengesetzt sind (Abb. 4-62).

Auch bei diesem System werden die Vorderräder individuell, die Räder der Hinterachse nach dem select-low-Prinzip geregelt. In die Energieversorgung ist ein Membranspeicher zwischengeschaltet, der für konstanten Druck und somit schnelles Ansprechen der Antiblockierfunktion sorgt.

- Anti-Lock-Brake-System

Die Anti-Lock-Brake (ALB, Honda) arbeitet mit vier induktiven Drehzahlsensoren und vier Magnetventilen. Die Vorderachse wird gemeinsam nach dem select-high-Prinzip, die Hinterachse nach dem select-low-Prinzip geregelt. Diese Kombination nimmt das Blockieren eines Vorderrads zugunsten höherer Abbremsung in Kauf.

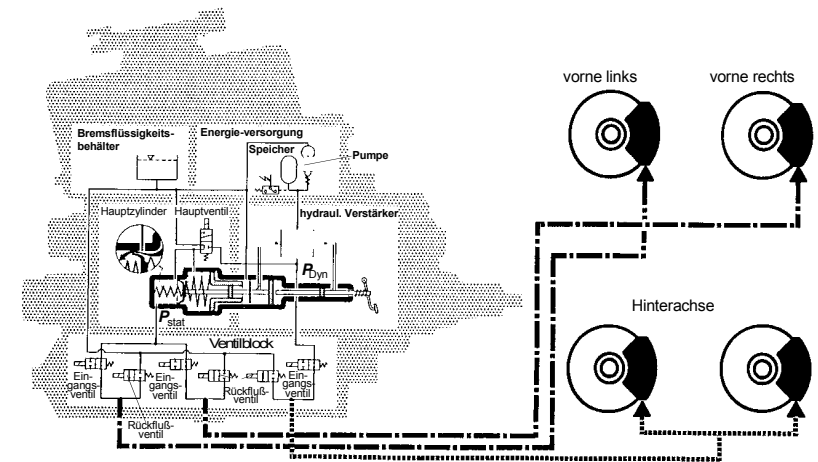


Abb. 4-62: Hydraulik-Aggregat des Anti-Skid-Systems (Teves)

- Anti-Schleuder-Brems-System

Das Anti-Schleuder-Brems-System (ASBS, Mitsubishi) wirkt nur auf die Hinterräder, die gemeinsam select-low-geregelt werden. Bei Vollbremsungen blockieren die Vorderräder, die Lenkfähigkeit geht verloren, jedoch bleibt das Fahrzeug spurstabil. Das System verfügt über einen Drehzahlsensor an der mit dem Getriebe gekoppelten Tachometerwelle sowie über einen Beschleunigungsaufnehmer, der als Referenzgröße die translatorische Fahrzeugverzögerung misst.

Bei neueren ABS-Systemen werden zunehmend Funktionen integriert, welche der Traktionsverbesserung und Traktionskontrolle dienen. Diese Systeme werden als Anti-Schlupf-Regelung (ASR) bezeichnet. Durch gezielten Bremseneingriff wird das Durchdrehen einzelner Antriebsräder unterbunden. Sogenannte „Fahr-dynamik-regelungen“ sorgen nach dem gleichen Prinzip für eine Fahrzeugstabilisierung bei Kurvenfahrt im kritischen Bereich. Damit verwischt bei modernen Systemen die Grenze zwischen Fahrzeu-glängs- und querdynamik.

3 Antriebsstrang

Nach den Fahrwiderständen und dem daraus resultierenden Leistungs- und Energiebedarf von Kraftfahrzeugen, werden in diesem Kapitel die Komponenten vorgestellt, die zur Überwindung der beschriebenen Widerstände dienen und das Einhalten eines gewünschten Geschwindigkeitsverlaufs ermöglichen. Das Zusammenwirken der einzelnen Komponenten als schwingungsfähiges System wird im letzten Abschnitt behandelt.

Nach den Aufgabengebieten lassen sich die Antriebskomponenten einteilen in:

- Antriebe (Motoren)
- Drehzahlwandler (Kupplungen)
- Drehmomentwandler (Getriebe)
- Verteilergetriebe (Differential)
- Bremsen

3.1 Energiespeicher

Der ausführlichen Betrachtung der einzelnen Komponenten soll eine grundsätzliche Überlegung vorangestellt werden. Damit sich ein Kraftfahrzeug fortbewegen kann, ist es notwendig, dem Antriebsstrang Energie zuzuführen. Nur in seltenen Fällen erhält das Fahrzeug diese Energie von außen, z.B. Elektro-Busse mit Oberleitung. In der Regel benötigt das Fahrzeug einen Energiespeicher. Je nach Antriebskonzept kann es sich um:

- chemische Energie,
- elektrische Energie,
- mechanische Energie,
- hydraulische Energie,
- Wärme-Energie

handeln.

Tab. 3-1 stellt die Energiedichte und Leistungsdichte verschiedener Speichermöglichkeiten gegenüber. Bei den fossilen Brennstoffen ist zu beachten, dass das Gewicht des Tanks die aufgeführten Werte um ca. 15 % verschlechtert. Bei der Brennstoffzelle handelt es sich genau genommen um keinen Energiespeicher, sondern um einen Energiewandler. Da aber elektrische Energie erzeugt wird, wird sie allgemein als Alternative zu herkömmlichen elektrischen Speichern betrachtet. Der eigentliche Energiespeicher ist dann der mitzuführende Wasserstoff.

Energiespeicher	Energiedichte [Wh/kg]	Leistungsdichte [W/kg]
einfache Brennstoffe		
Wasserstoff	33326	- ¹⁾
Kohlenstoff	9101	- ¹⁾
fossile Brennstoffe		
Ottokraftstoff	12200	- ¹⁾
Diesekraftstoff	12050	- ¹⁾
Flüssiggas	12750	- ¹⁾
Methanol	5450	- ¹⁾
elektrische Speicher		
Blei-Säure-Akku	25-35	80-100
Nickel-Cadmium-Akku	40-55	bis 200
Natrium-Nickel-Chlorid-Akku	90	150
Superkondensator	1-7	über 800
Brennstoffzelle	über 1000	
mechanische Speicher		
Schwungrad	5-11	360-750
hydraulische Speicher		
Druckspeicher	bis 0,7	300
Wärmespeicher		
Salz-Kristallisationsspeicher	über 30	über 3000

¹⁾ maximale Leistung wird nicht durch den Speicher bestimmt

Tab. 3-1: Energie- und Leistungsdichte verschiedener Energiespeicher

Es wird deutlich, dass die fossilen Brennstoffe sämtliche Alternativen - außer dem reinen Wasserstoff - hinsichtlich der Energiedichte bei weitem übertreffen. Elektrische Speicher bieten auch in ihrer höchsten Entwicklungsstufe prinzipiell sehr schlechte Voraussetzungen für den Einsatz in Kraftfahrzeugen, auch wegen ihres problematischen Betriebsverhaltens. Lediglich die Brennstoffzelle bietet hier noch wesentliches Entwicklungspotential.

Stärkeres Interesse finden in jüngster Zeit auch mechanische Schwungradspeicher. Ihr Nutzen ist im wesentlichen abhängig von den erreichbaren Drehzahlen - die gespeicherte Energie steigt im Quadrat - und der Reibungsarmut der Lagerung. Die Zu- und Abfuhr der Energie erfolgt bei neueren Konstruktionen elektrisch (Abb. 3-1). Inzwischen gibt es auch Serienanwendungen von Latentwärmespeichern. Diese dienen allerdings nicht als Haupt-Energiespeicher. Abb. 3-2 zeigt den Aufbau eines solchen Speichers. Das Prinzip besteht darin, ein Salz unter Wärmezufuhr zu schmelzen und diese Wärme bei der Salzkristallisation zurückzugewinnen.

Sowohl bei elektrischen als auch bei Schwungrad- und Wärmespeichern ist die Dauer der Energiespeicherung begrenzt. Unproblematisch sind hier nur die chemischen Speicher.

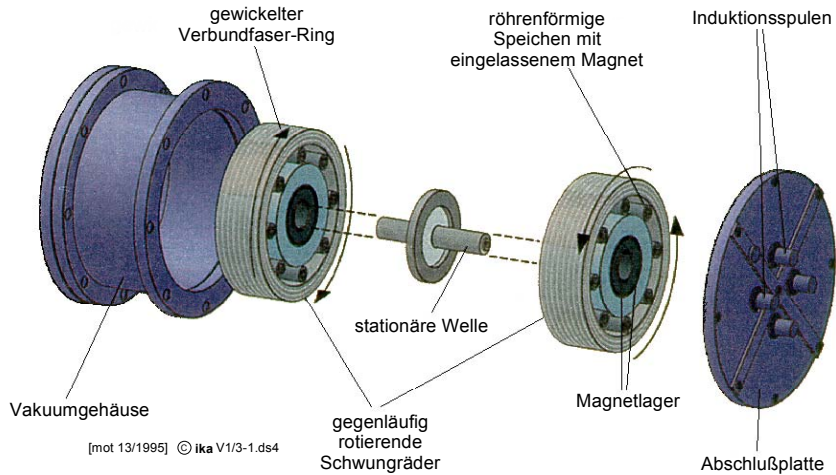


Abb. 3-1: Schwungradspeicher (Quelle: mot 13/1995)

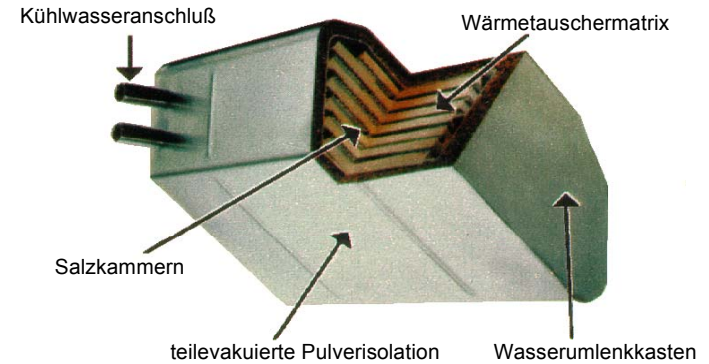


Abb. 3-2: Latentwärmespeicher (BMW)

Die Betrachtung der Energiespeichermöglichkeiten ist bedeutsam, da sie die Gesamtqualität eines Antriebssystems wesentlich beeinflussen. Die weite Verbreitung von Verbrennungskraftmaschinen ist daher plausibel.

3.2 Antriebe (Motoren)

In über 95% aller Kraftfahrzeuge kommt als Antriebsmaschine ein Hubkolbenmotor mit innerer Verbrennung zum Einsatz. Dennoch sollte nicht übersehen werden, dass eine Vielzahl von möglichen Kfz-Antrieben existiert (Tab. 3-2).

Verbrennungsmotor		Äußere Verbrennung	Elektroantrieb
Innere Verbrennung	Leitungs-unabhängig		
Einzel-Zündung	Kontinuierliche Verbrennung	Stirling-Motor Dampf-Motor	E-Motor mit Batterie oder mit Brennstoffzelle
Otto-Motor	Gasturbine		
Diesel-Motor Wankel-Motor	Axialkolben-Motor		
Hybrid-Antriebe			

Tab. 3-2: Übersicht über Kfz-Antriebe

Sowohl der Stirling-Motor als auch der Axialkolbenmotor haben bislang - auch außerhalb von Fahrzeugen - keine Verbreitung gefunden. Die Dampfmaschine muss als veraltetes Prinzip angesehen werden. Im folgenden Kapitel sollen der Dieselmotor, der Ottomotor und als Sonderform davon der Wankelmotor, die Gasturbine und der Elektroantrieb genauer beschrieben werden. Im Anschluss daran erfolgt eine Bewertung der verschiedenen Prinzipien hinsichtlich ihrer Eignung für das Kraftfahrzeug.

3.2.1 Ottomotor

Die am weitesten verbreitete Variante des Kolbenmotors mit Einzelzündung und innerer Verbrennung ist der Ottomotor.

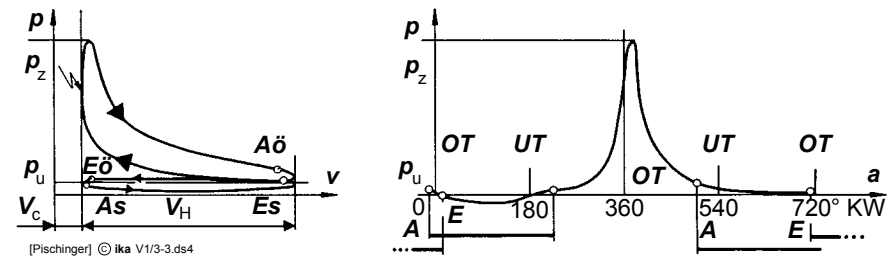
Kennzeichnend für die innere Verbrennung eines Motors ist die Identität des Heizmediums mit dem Arbeitsmedium, d.h. die mechanische Leistung wird vom Triebwerk unmittelbar der heißen Verbrennungsluft entnommen, im Gegensatz etwa zur Dampfmaschine.

Hierzu wird im Innern eines Arbeitsraums ein brennbares Kraftstoff-Luft-Gemisch entzündet. Die freiwerdende Verbrennungswärme erhöht den Druck des vorverdichteten Gases, das bei der anschließenden Expansion Arbeit abgibt. Nach jedem Arbeitstakt wird das Abgas gegen Frischgas ausgetauscht, was nach dem 2- oder 4-Takt-Verfahren erfolgen kann.

Beim 4-Takt-Verfahren wird die Volumenänderung des Arbeitsraums abwechselnd zur Arbeitsleistung und zum Ladungswechsel genutzt. Die Steuerung des Ladungswechsels erfolgt durch Ventile. Ein vollständiges 4-Takt-Arbeitsspiel besteht aus den vier Phasen Ansaugen, Verdichten, Expandieren und Ausschleiben. In Abb. 3-3 ist der Gasdruckverlauf eines 4-Takt-Hubkolbenmotors, abhängig von Arbeitsvolumen und Kurbelwinkel, im $p_i(V)$ - bzw. $p_i(\alpha)$ -Diagramm dargestellt.

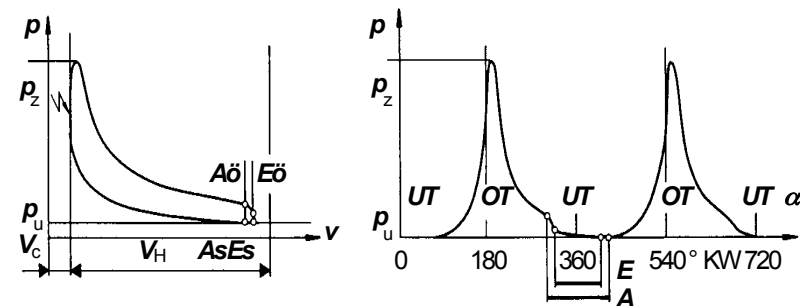
Beim 2-Takt-Verfahren wird das Abgas zwischen den Arbeitstakten durch das Frischgas ausgespült. Die Ladungswechselsteuerung erfolgt durch den Kolben, der die Ein- und Auslassschlitze verdeckt bzw. freigibt. Ein Arbeitsspiel reduziert sich auf die beiden Takte Verdichten und Expandieren (Abb. 3-4). Im Gegensatz zum 4-Takt-Motor ist somit für den Ladungswechsel kein Ventiltrieb erforderlich. Für einen ausreichenden Spülluftdurchsatz benötigt der 2-Takt-Motor jedoch ein Gebläse. Diese Aufgabe übernimmt entweder die Kolbenunterseite, mit dem Kurbelgehäuse als Verdichterraum, oder ein separater mechanischer Verdichter.

Moderne 2-Takt-Motoren benötigen aus Gründen der zu erfüllenden Emissionsgrenzen inzwischen ebenfalls einen erheblichen mechanischen Aufwand (Ventile, Einspritzsysteme). Ihr Vorteil besteht darin, dass bei jeder Umdrehung und nicht nur bei jeder zweiten Umdrehung Arbeit geleistet wird. Deshalb sind sehr geringe Leistungsgewichte realisierbar. Derzeit sind die Chancen für eine Marktdurchdringung nicht klar zu erkennen.



$E\ddot{o} / E_s$ = Einlaß öffnet / Einlaß schließt
 $A\ddot{o} / A_s$ = Auslaß öffnet / Auslaß schließt

Abb. 3-3: Das 4-Takt-Arbeitsverfahren (Pischinger)



$E\ddot{o} / E_s$ = Einlass öffnet / Einlass schließt
 $A\ddot{o} / A_s$ = Auslass öffnet / Auslass schließt

Abb. 3-4: Das 2-Takt-Arbeitsverfahren (Pischinger)

Im p_i - V -Diagramm entspricht die am Kolben verrichtete positive Arbeit der im Uhrzeigersinn umschlossenen Fläche (Verdichtung und Expansion). Eine gegen den Uhrzeigersinn umfahrene Fläche bedeutet negative Arbeit (Ansaugen und Ausschleiben). Für den Fall des 4-Takt-Verfahrens (Abb. 3-5) erhält man somit durch Ausplanimetrieren und Subtrahieren der beiden umschlossenen Flächen die pro Arbeitshub geleistete innere Arbeit. Ersetzt man die resultierende Fläche durch ein flächengleiches Rechteck mit dem Zylinderhubvolumen V_H als Grundseite, so entspricht die Höhe dem mittleren indizierten Druck p_{mi} .

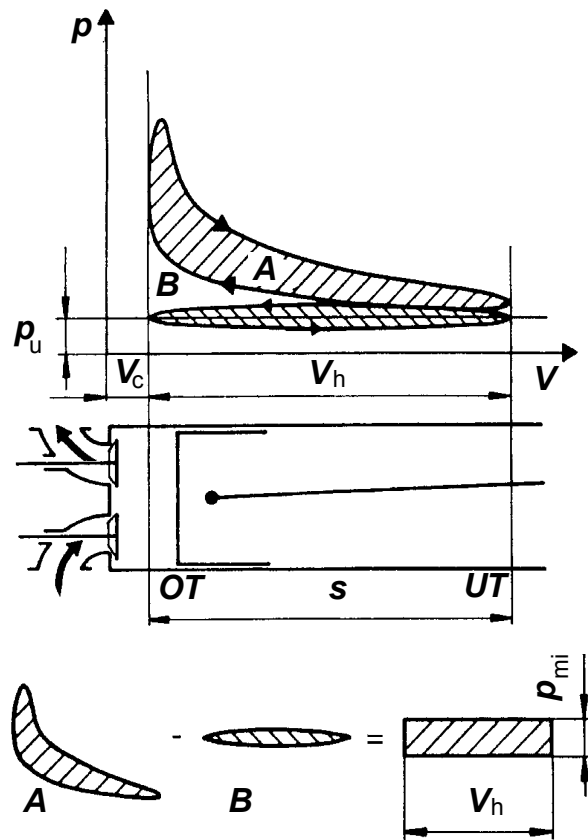


Abb. 3-5: Bestimmung des Mitteldruckes beim 4-Takt-Motor (Pischinger)

Bei der Bestimmung der inneren oder indizierten Motorleistung verwendet man diese Rechengröße. Das Produkt aus p_{mi} und Hubvolumen beschreibt die am Kolben wirkende Arbeit. Bezieht man sie auf ein Zeitintervall, erhält man die innere Leistung.

$$P_i = p_{mi} \cdot A_{Ko} \cdot s_{Ko} \cdot i \cdot n_{Mot} \cdot z \quad \text{Gl. 3-1}$$

mit:

- p_{mi} = indizierter Mitteldruck
- A_{Ko} = Kolbenfläche
- s_{Ko} = Kolbenhub
- i = Arbeitstakte pro Kurbelwellenumdrehung
($i = 0,5$ für 4-Takt, $i = 1,0$ für 2-Takt)
- n_{Mot} = Motordrehzahl
- z = Zylinderzahl

Die effektive Leistung P_e an der Welle ist um die durch innere Verluste entstehende Reibleistung P_r geringer. Der mechanische Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis von effektiver zu indizierter Motorleistung:

$$\eta_{mech} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_r}{P_i} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Aus der am Schwungrad gemessenen effektiven Leistung wird analog zu p_{mi} der effektive Mitteldruck p_{me} ermittelt, der dem Motordrehmoment M_{Mot} proportional ist.

$$p_{me} = \frac{P_e}{V_H \cdot i \cdot n_{Mot}} = \frac{M_{Mot} \cdot 2 \cdot \pi}{V_H \cdot i} \quad \text{Gl. 3-3}$$

mit: $V_H = A_{Ko} \cdot s_{Ko} \cdot z$

Der indizierte Mitteldruck p_{mi} ist beim Otto-Motor vor allem vom Füllungsgrad der Zylinder abhängig. Im unteren Drehzahlbereich verbessert sich die Zylinderfüllung mit der Drehzahl durch zunehmenden Unterdruck beim Ansaugen. Bei hohen Drehzahlen geht sie wegen steigender Strömungsverluste in den Ein- und Auslasskanälen wieder zurück.

Gleichzeitig erhöhen sich mit der Drehzahl die mechanischen Verluste. Dadurch ergibt sich im mittleren Drehzahlbereich ein Maximum für den effektiven Mitteldruck p_{me} und somit für das Motordrehmoment M_{Mot} . Das Maximum der effektiven Leistung wird dagegen bei einer höheren Drehzahl -der sogenannten Nenn-drehzahl-erreicht. Unterhalb einer Mindest-drehzahl kann der Motor kein Moment abgeben.

Abb. 3-6 zeigt die Leistungs- und Drehmomentkennung eines Kolbenmotors mit innerer Verbrennung.

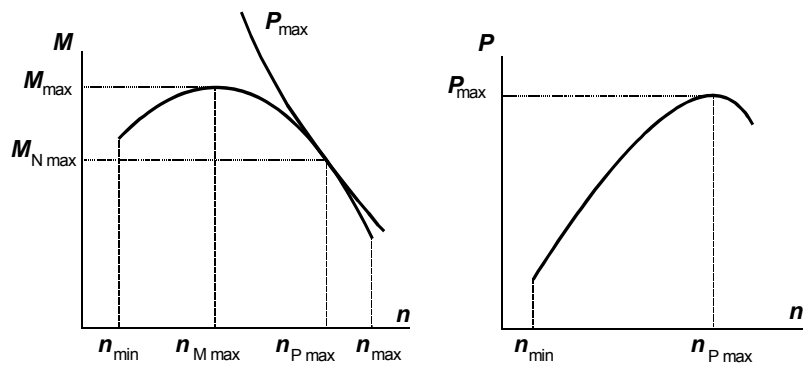


Abb. 3-6: Leistungs- und Drehmomentangebot eines Hubkolbenmotors

Neben der Kennung ist das Kraftstoffverbrauchskennfeld (Abb. 3-7) eine wichtige Grundlage für die Abstimmung von Verbrennungsmotor, Kennungswandler und Kraftfahrzeug. Dabei wird der effektive Mitteldruck p_{me} über der Motordrehzahl n_{Mot} aufgetragen.

Die Linien konstanter Leistung haben den Verlauf von Hyperbeln. Außerdem sind die Linien konstanten spezifischen Kraftstoffverbrauchs, die sogenannten Muschelkurven, eingezeichnet. Der spezifische Kraftstoffverbrauch entspricht dem auf die effektive Motorleistung bezogenen Kraftstoffmassenstrom.

$$b_e = \frac{\dot{m}_{kr}}{P_e} \tag{Gl. 3-4}$$

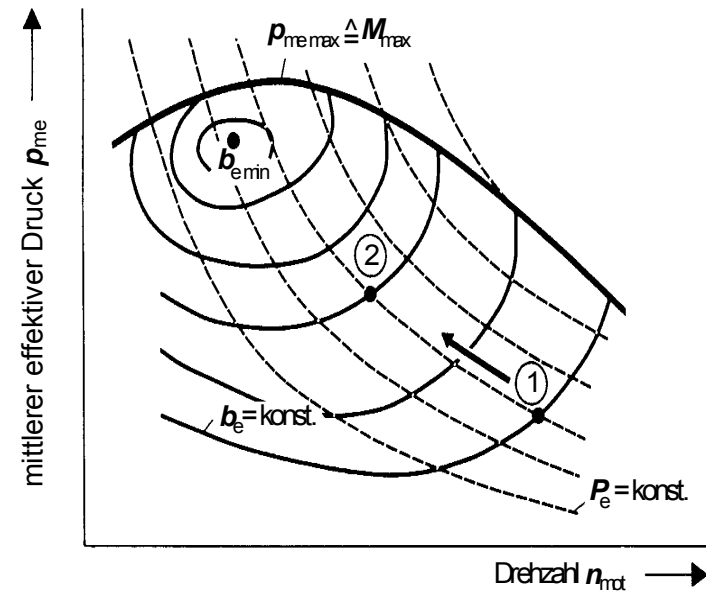


Abb. 3-7: Verbrauchskennfeld

Es wird deutlich, dass der Kraftstoffverbrauch eines Kraftfahrzeugs wesentlich von der Drehzahlübersetzung zwischen Motor und Antriebsachse beeinflusst wird, da die gleiche Leistung mit verschiedenen Drehzahlen bei unterschiedlichem spezifischem Kraftstoffverbrauch erzielt werden kann. So ist beispielsweise durch Senkung der Drehzahl von Punkt 1 in Abb. 3-7 auf die des leistungsgleichen Punktes 2 eine Verbrauchsminderung möglich.

3.2.2 Dieselmotor

Der Dieselmotor wird heute in größeren Stückzahlen ausschließlich als Hubkolbenantrieb gebaut. In der letzten Zeit wird auch wieder über Entwicklungen an nach dem Dieselprinzip arbeitenden Rotationskolbenmotoren gesprochen. Diese scheiterten bisher am zu hohen Bauaufwand.

Prinzipiell unterscheidet sich der Dieselmotor vom Otto-Triebwerk dadurch, dass er reine Luft verdichtet und der flüssige Kraftstoff unter hohem Druck am Ende des

Verdichtungshubs eingespritzt wird.

Dank des großen Verdichtungsverhältnisses ($\epsilon^4 = 12$ bis 22) entzündet er sich auch beim Kaltstart an der ausreichend heißen Luft. Begrifflich zusammengefasst werden diese Merkmale zu innerer Gemischbildung und Selbstzündung eines inhomogenen Gemisches.

Der Betrieb bei im Vergleich zum Ottomotor höheren Luftverhältnissen, d.h. äußerst magerem Gemisch (Teillast $\lambda^5 = 3$ bis 6), bedingt geringere Wärmeübertragungs- und Dissoziationsverluste (Verluste durch unvollständige Verbrennung).

Zudem entfallen beim durch eine Einspritzung qualitätsgeregelten Dieselmotor ($\lambda \neq \text{konst.}$) die durch die Drosselklappe des quantitativ geregelten Ottomotors ($\lambda = \text{konst.}$) entstehenden Strömungsverluste im Teillastbereich. Daraus resultiert insgesamt ein verbesserter Wirkungsgrad.

$$4 \quad \epsilon = \frac{V_H + V_C}{V_C}$$

$$\text{mit: } V_H = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s$$

V_C = Kompressionsvolumen
(verbleibendes Zylindervolumen, wenn Kolben auf OT steht)

D = Kolbendurchmesser

s = Kolbenhub

$$5 \quad \lambda = \frac{m_L}{m_{L\text{stöch}}}$$

λ = Luftverhältnis

m_L = tatsächliche Luftmasse

$m_{L\text{stöch}}$ = stöchiometrische Luftmasse
(für vollständige Verbrennung erforderliche Luftmasse)

$\lambda > 1$ = Luftüberschuß \Rightarrow „mageres“ Gemisch

$\lambda < 1$ = Luftmangel \Rightarrow „fettes“ Gemisch

Es wird unterschieden zwischen direkteinspritzenden Dieselmotoren und Vor- bzw. Wirbelkammermotoren. Während in Nutzfahrzeugen aufgrund des niedrigeren Verbrauchs schon lange Direkteinspritzer dominieren, verhinderte die höhere Geräuschentwicklung und geringere Laufkultur lange Zeit den Einsatz im Pkw. Diese Probleme sind bei neuen Konstruktion inzwischen aber weitgehend gelöst.

Die Verläufe des Drehmomentes in Abhängigkeit von der Motordrehzahl sind im allgemeinen flacher als beim Ottomotor (mehr Durchzugskraft bei niedrigeren Drehzahlen). Infolge der höheren Drücke im Zylinder ist ein Dieselmotor in seinen Bauteilen stabiler ausgeführt. Das bedingt eine größere Pleuel- und Pleuellmassen sowie eine Reduzierung der zulässigen Motordrehzahl im Vergleich zum Ottomotor.

Um die Leistungsfähigkeit von Dieselmotoren zu steigern, werden häufig Turbolader verwendet, die zur weiteren Verbesserung des Wirkungsgrades oft in Verbindung mit einer Ladeluftkühlung eingesetzt werden. Anders als bei Ottomotoren ist dabei gleichzeitig eine Verbesserung des Verbrauchs- und Abgasverhaltens möglich.

Neben dem Diesel- und dem Ottomotor, wie sie oben beschrieben wurden, gibt es Sonderformen des Kolbenmotors, bei denen hybride Brennverfahren zur Anwendung kommen. Dieser Begriff umfasst Verfahren, die Merkmale sowohl des Diesel- als auch des Ottoprozesses aufweisen. Ein Beispiel ist der Schichtlademotor. Dieser entspricht im wesentlichen dem Ottomotor, verbrennt aber ein inhomogenes, partiell sehr mageres Gemisch. Problematisch ist sein Einsatz vor allem deshalb, weil er den Einsatz eines herkömmlichen 3-Wege-Katalysators nicht erlaubt. Bisherige Konstruktionen haben keine nennenswerte Verbreitung gefunden. In jüngster Zeit wurden aber direkteinspritzende Benzinmotoren zur Serienreife entwickelt, bei denen eine neuartige Katalysatortechnik zum Einsatz kommt. Dieses Motorkonzept soll ähnlich gute Verbrauchswerte realisieren wie der Dieselmotor (Mitsubishi).

Abb. 3-8 veranschaulicht den Drehmomentverlauf verschiedener Otto- und Dieselmotoren. Die gezeigten Motoren besitzen ähnliche Maximalleistungen zwischen 95 und 110 kW, aber sehr unterschiedliche Charakteristiken. Deutlich wird die im Vergleich zu Pkw-Motoren vollkommen andere Auslegung von Lkw-Motoren.

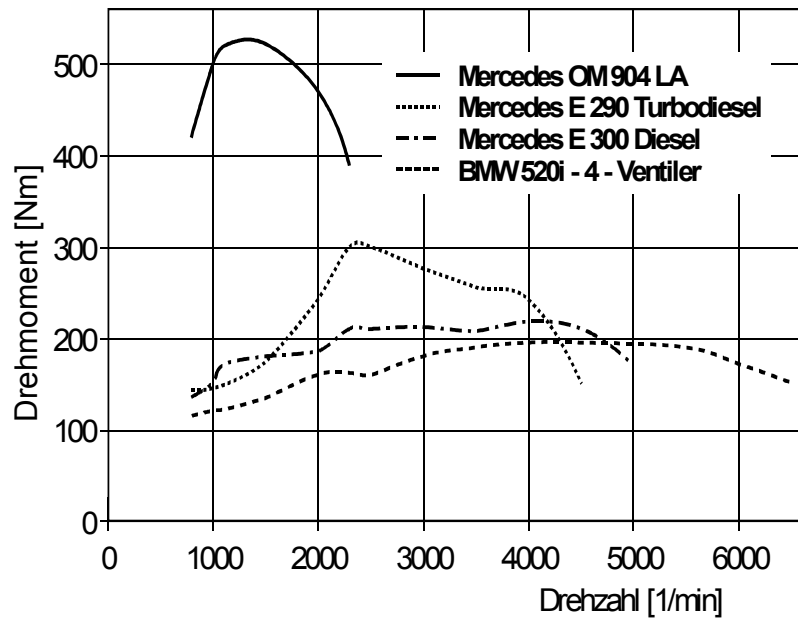


Abb. 3-8: Drehmomentverläufe von Otto- und Dieselmotoren

3.2.3 Wankelmotor

Die bisherigen Ausführungen über Motoren mit innerer Verbrennung beschränkten sich auf Hubkolbenantriebe. Das einzige in Serie gefertigte Rotationskolbenantriebswerk wurde von Felix Wankel entwickelt. Die Geometrie des nach ihm benannten Motors verdeutlicht Abb. 3-9.

Die Kontur entsteht durch die Überlagerung von zwei Drehbewegungen. Der erzeugende Radius R dreht sich um den rotierenden Exzenterpunkt E . Dabei beschreibt sein Endpunkt A ebenso wie die Endpunkte B und C der jeweils im Winkel von 120° zu R stehenden Radien eine geschlossene Kurve in Form einer Epitrochoide.

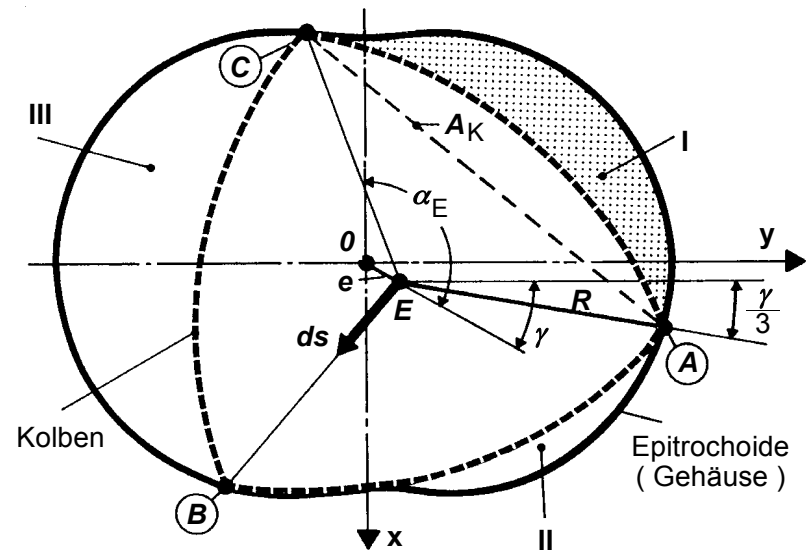


Abb. 3-9: Geometrie des Wankelmotors

Die durch konvexe Seiten verbundenen Punkte A, B und C geben den Umriss des Kolbens an. Es entstehen drei Arbeitsräume, deren Größe sich periodisch ändert. Das sich dabei ergebende, sogenannte Kammerhubvolumen berechnet sich zu:

$$V_H = 3 \cdot \sqrt{3} \cdot b \cdot R \cdot e \tag{Gl. 3-5}$$

mit: b = Kammerbreite
 e = Exzenteradius

Verwirklicht wird der Bewegungsablauf mittels eines fest mit dem Gehäuse verbundenen Ritzels, auf dem der Kolben über ein Hohlzahnrad abrollt. Das Radienverhältnis Hohlzahnrad-Ritzel ist mit 3:2 fest vorgegeben. Der Kolben treibt eine Exzenterwelle an, die das Gegenstück zur Kurbelwelle beim Hubkolbenantriebswerk darstellt. Die durch diesen Bewegungsablauf entstehenden translatorischen Schwingungen sind problemlos auswuchtbar.

Das Arbeitsverfahren des Wankelmotors ist der 4-Takt-Otto-Prozeß. Im Laufe einer Kolbenumdrehung (entspricht drei Umdrehungen der Exzenterwelle) finden in jeder der drei Kammern die Arbeitstakte Ansaugen, Verdichten, Expandieren und Auschieben statt. Gemischbildung und Zündung entsprechen dem Otto-Prinzip.

Die Ladungswechselsteuerung erfolgt beim Wankelmotor durch den Kolben. Während der Auslasskanal bei nahezu allen Konstruktionen im Umfang des Gehäuses mündet, wird der Einlass sowohl als Umfangs-, als auch als Seiteneinlass ausgeführt. Der Umfangseinlass ist im Gegensatz zum Seiteneinlass ständig für mindestens einen Arbeitsraum geöffnet. Die dadurch ohne Unterbrechung strömende Gassäule im Einlasskanal sorgt für niedrige Strömungsverluste und bei hohen Drehzahlen für eine gute Füllung und somit hohe Maximalleistung. Bei niedrigen Drehzahlen dagegen bewirken die langen Überschneidungsphasen des Umfangseinlasses Spülverluste durch Überströmen von Abgas zur Frischladung. Die Folge ist eine Drehmomentschwäche im unteren Drehzahlbereich. Diese Drehmomentschwäche kann mit einem Seiteneinlass verhindert werden. Zudem bietet dieser durch eine Modifikation von Lage und Form die Möglichkeit, die Steuerzeiten innerhalb weiter Grenzen zu variieren und somit Leistung und Wirkungsgrad zu beeinflussen.

Um einen guten Drehmomentverlauf und geringen Kraftstoffverbrauch im Teilastbereich bei gleichzeitig hoher Maximalleistung bei Vollast zu erreichen, wurden Systeme entwickelt, die pro Kolben mehrere, auf jeweils beide Gehäuseseiten verteilte Einlasskanäle aufweisen, die je nach Betriebszustand einzeln oder kombiniert eingesetzt werden (Mazda).

3.2.4 Gasturbine

Die für den Antrieb von Kraftfahrzeugen entwickelten Gasturbinen arbeiten mit offenem Kreislauf und innerer Gleichdruckverbrennung. Atmosphärische Luft wird in einem Turboverdichter auf 5 bar und mehr verdichtet und anschließend zur Verbesserung des Wirkungsgrads in einem Wärmetauscher durch die heißen Abgase vorgeheizt. In der Brennkammer wird flüssig eingespritzter Kraftstoff mit der komprimierten, heißen Luft unter konstantem Druck verbrannt. Schließlich expandieren die Verbrennungsgase in einer Turbine, bevor sie über den Wärmetauscher ins Freie gelangen. Dabei unterscheidet man Ein- und Zweiwellen-Gasturbinen. Die bei aktuellen Entwicklungen vorherrschende Bauart ist die Zweiwellen-Gasturbine. Hierbei expandieren die Verbrennungsgase in zwei mechanisch unabhängigen, hintereinandergeschalteten Turbinen (Abb. 3-10).

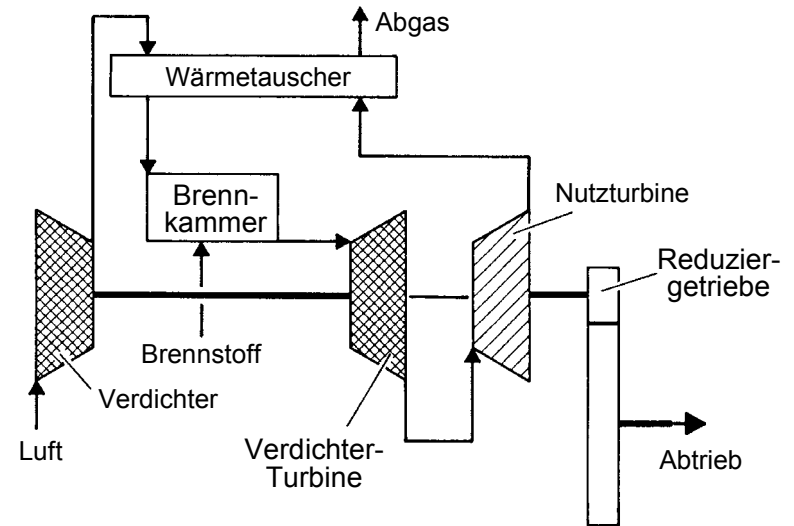


Abb. 3-10: Schema einer Zweiwellen-Gasturbine

Mit einer Hochdruckturbine werden Verdichter und Nebenaggregate angetrieben. Die in der anschließenden Niederdruckturbine abgegebene Leistung steht ausschließlich als Nutzleistung für den Fahrzeugantrieb zur Verfügung.

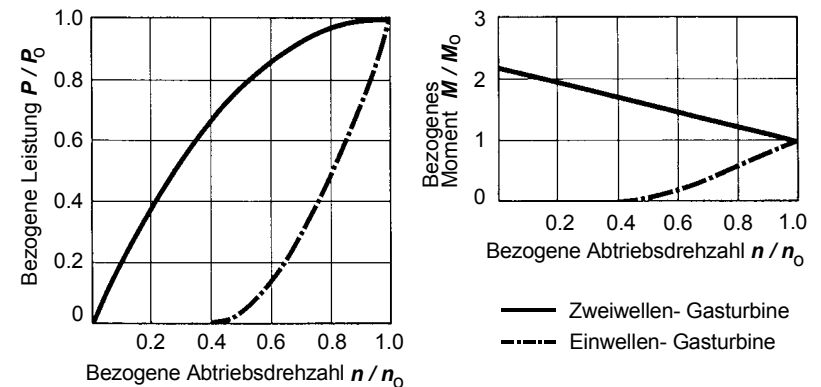
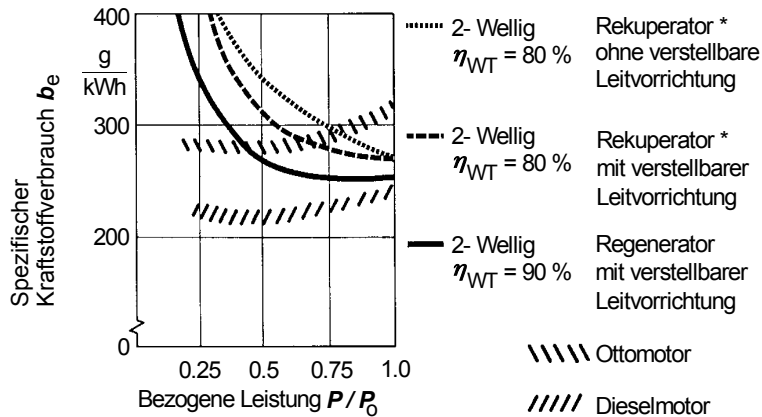


Abb. 3-11: Leistungs- und Drehmomentverlauf von Einwellen- und Zweiwellen-Gasturbine

Wie Abb. 3-11 zeigt, verfügt die Zweiwellen-Gasturbine gegenüber der Einwellen-Gasturbine über ein für den Fahrzeugantrieb wesentlich geeigneteres Lieferkennfeld. Als Strömungsmaschinen haben Gasturbinen systembedingt einen unbefriedigenden Teillastwirkungsgrad. Abb. 3-12 zeigt in einer vergleichenden Darstellung, dass der Teillastverbrauch deutlich über dem herkömmlicher Kolbenmotoren liegt. Eine spürbare Wirkungsgradverbesserung wird durch die Erhöhung der Turbinen-eintrittstemperatur möglich. Die thermische Dauerbelastungsgrenze für metallische Werkstoffe liegt jedoch bei einer Temperatur von ca. 1300 K. Daher muss den Verbrennungsgasen unverbrannte Sekundärluft zur Kühlung beigemischt werden (Bypass). Will man zur Verbrauchsoptimierung die Kühlung zurücknehmen, müssen keramische Materialien, einsatzfähig bis zu Gastemperaturen von etwa 1600 K, für Brennkammer, Einlaufkonus, Turbinenleitkranz und -laufrad verwendet werden. Durch den Einsatz keramischer Werkstoffe kann zudem der nötige Betriebspalt zwischen Turbinendeckring und -laufrad infolge der geringeren Wärmedehnung erheblich kleiner ausfallen. Da dabei die Leckageverluste abnehmen, führt dies zu einer zusätzlichen Wirkungsgradverbesserung. Diese Maßnahmen bedeuten für den gesamten Betriebsbereich Verbrauchseinsparungen von 20-30%. Das Abgasverhalten von Gasturbinen ist günstiger als bei vergleichbaren Hubkolbentriebwerken. Eine katalytische Nachbehandlung ist aufgrund des hohen Luftdurchsatzes aber nicht möglich.



* Der Rekuperator ist eine spezielle Bauform eines Wärmetauschers.

Abb. 3-12: Spez. Kraftstoffverbrauch von Gasturbine und Otto- bzw. Dieselmotor

3.2.5 Elektroantrieb

Das Bestreben, Kraftfahrzeuge mit Elektromotoren auszurüsten, geht auf das vorige Jahrhundert zurück. So waren beispielsweise in den USA um die Jahrhundertwende bereits 15.000 Elektro-Personenwagen registriert. Den prinzipiellen Aufbau eines Elektroantriebsstranges zeigt Abb. 3-13.

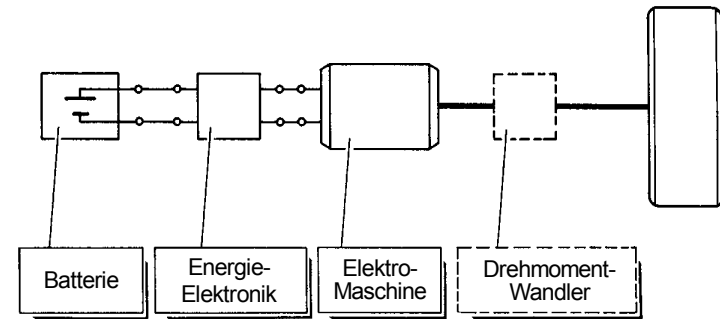


Abb. 3-13: Komponenten eines Elektro-Antriebs

Dem Energiespeicher Batterie und dem Energiewandler Elektromotor ist eine Energieelektronik zwischengeschaltet, die die Steuerung des Antriebs gewährleistet. Der Gleichstromantrieb ist traditionell der dominierende Standardantrieb für Elektrofahrzeuge. Die Energieversorgung eines Elektrofahrzeugs basiert grundsätzlich auf Gleichstrom. Der Gleichstrommotor stellt aufgrund einfacher Regelbarkeit durch kostengünstige Leistungselektronik eine wirtschaftlich günstige Lösung dar. Für den Gleichstrommotor sind drei verschiedene Anschlussarten sinnvoll (Abb. 3-14).

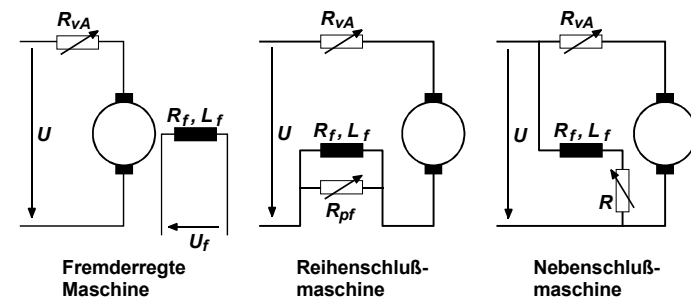


Abb. 3-14: Anschlussarten von Gleichstrommaschinen

Für Elektroantriebe ist die fremd- bzw. nebenschlusserregte Gleichstrommaschine als drehzahlvariabler Antrieb mit Nutzbremung gut geeignet. Mit ihnen lassen sich mittels einer Steuerelektronik einfach und mit geringem Verlust jeder beliebige Betriebspunkt einstellen. Abb. 3-15 zeigt die Motorkennung einer fremderregten Gleichstrommaschine.

Sie wird im Grunddrehzahlbereich mit variabler Ankerspannung und konstantem Drehmoment betrieben. Oberhalb der Eckdrehzahl wird Feldschwächung mit konstanter Leistung angewandt. Theoretisch könnte eine Anfahrkupplung entfallen. In der Praxis werden jedoch wegen des dafür erforderlichen großen Stromregelbereiches ausnahmslos Kupplungen eingesetzt. Reihenschlussmaschinen zeichnen sich durch Robustheit und Einfachheit aus, weisen aber regelungstechnische Nachteile auf, da zur Drehzahlvariation der volle Arbeitsstrom über die Regelung geführt werden muss. Nutzbremung und Drehrichtungsumkehr erfordern aufwendige mechanische Umschalteneinrichtungen.

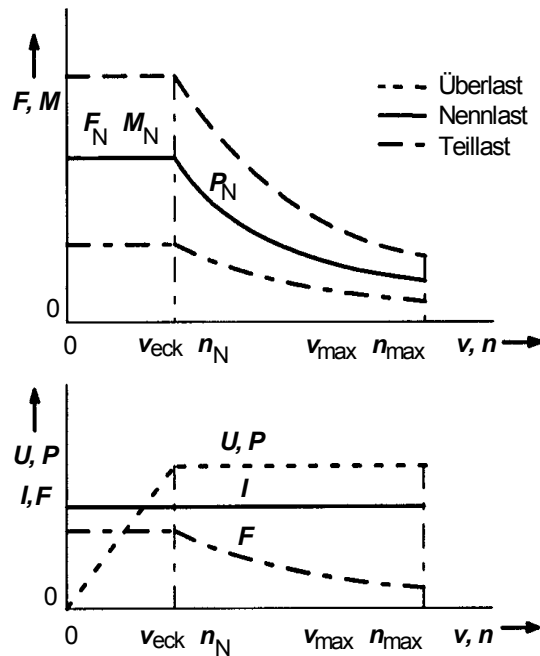


Abb. 3-15: Motorkennung von fremderregten Gleichstrommaschinen

Die permanenterrregte Gleichstrommaschine weist keinen Feldschwächebereich auf und ist so für Traktionszwecke weniger geeignet.

Mit der Weiterentwicklung der Leistungselektronik kommen heute zunehmend auch Drehstromantriebe zum Einsatz. Die umrichter-gesteuerte Asynchronmaschine als drehzahlveränderbarer Antrieb eignet sich nicht nur für Industrieantriebe, sondern auch für den Einsatz im Kraftfahrzeug. Aus Gründen der Wartungsfreiheit und Robustheit kommt nur der Kurzschlussläufer in Betracht. Durch den Einsatz einer aufwendigen feldorientierten Regelung kann man ein Betriebsverhalten mit Grundstell- und Feldschwächebereich erreichen, das dem einer Gleichstrommaschine entspricht. Insbesondere lassen sich bei gutem Wirkungsgrad relativ große Feldschwächebereiche darstellen. Die Leistung kommt dabei durch die hohen Drehzahlen und nicht durch hohe Momente zustande, was zu kleinen Maschinengrößen führt. Der Wirkungsgrad ist höher als bei Gleichstrommotoren, aber niedriger als bei Synchronmaschinen.

Der fremderregte Synchronmotor besitzt eine Erregerwicklung auf dem Rotor, die mit dem notwendigen Gleichstrom über Schleifringe oder bürstenlos versorgt werden kann. Dieser Motor ermöglicht eine Feldschwächung, wodurch sich ein günstiger Drehmomentverlauf ergibt. Nachteilig ist dabei, dass einerseits Schleifringe nicht wartungsfrei sind und andererseits eine berührungslose Versorgung sehr aufwendig und teuer ist. Für Fahrtriebe kommen daher oftmals permanenterrregte Synchronmaschinen zum Einsatz. Dabei werden Seltenerd-magneten verwendet, die heute zu vertretbaren Preisen zur Verfügung stehen. Durch die konstante Erregung über Dauermagneten ist eine Feldschwächung nur durch zusätzlichen Aufwand realisierbar. Vorteile dieser Maschinen sind neben der kompakten Bauweise und niedrigen Leistungsgewichten die hohen Wirkungsgrade.

Eine Übersicht zur Steuerung bzw. Regelung von Gleichstrommotor (GM) und Asynchron- (ASM) bzw. Synchronmotor (SM) gibt Abb. 3-16 wieder.

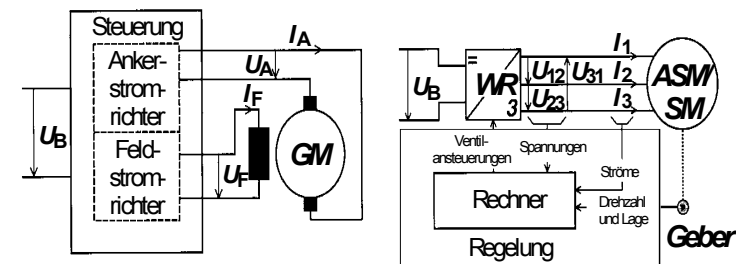


Abb. 3-16: Steuerung / Regelung von Elektromaschinen

Von den Eigenschaften und seiner Charakteristik her wird der Elektromotor allen Anforderungen eines Kraftfahrzeugantriebes gerecht. Er ist zudem kurzzeitig um 100% überlastbar, läuft schwingungs- und geräuscharm ohne lokale Schadstoffemissionen. Bedienung und Wartung sind einfach und sogar Nutzbremmung ist konstruktiv möglich. Seine Konkurrenzfähigkeit scheitert bisher vor allem an der Energiespeicherung, wie bereits einleitend in Kapitel 3.1 dargestellt wurde. Interessanter wird der Elektroantrieb im Rahmen von hybriden Antriebskonzepten.

Abb. 3-17 zeigt eine Asynchronmaschine als Radnabenmotor für einen Hybrid-Omnibus.

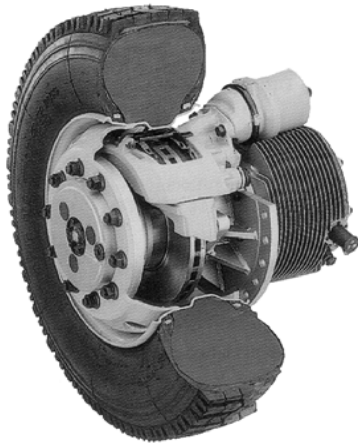


Abb. 3-17: Radnabenmotor (ZF)

3.2.6 Hybridantrieb

Antriebe mit mindestens zwei verschiedenen Energiespeichern werden als Hybridantriebe bezeichnet. Ziel solcher Antriebssysteme ist es, die Vorzüge eines Energiespeicherkonzepts mit denen anderer zu kombinieren, um so konzeptbedingte Nachteile des Einzelantriebes (z.B. Umweltbeeinflussung beim Verbrennungsmotor, mangelnde Reichweite beim Elektroantrieb) zu vermeiden.

Aus der Vielzahl der realisierten oder theoretisch denkbaren Konzepte sollen hier zwei näher vorgestellt werden.

a) Parallelhybrid

Abb. 3-18 zeigt die Struktur eines Parallelhybrid, bestehend aus Verbrennungsmotor mit Kraftstofftank, Elektromotor mit Batterie und Getriebe.

Kennzeichen dieser Anordnung ist die Zusammenführung der Momente beider Maschinen vor dem Getriebe, so dass die Übersetzungsstufen für beide Motoren nutzbar sind.

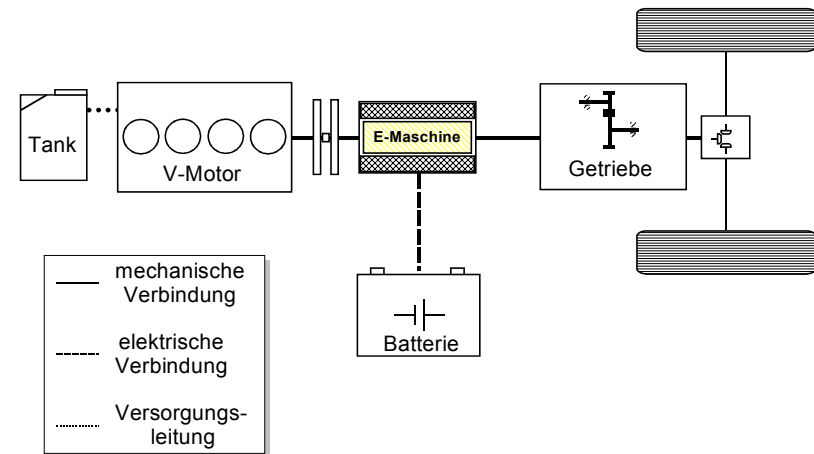


Abb. 3-18: Struktur eines parallelen Hybrid

Das Konzept bietet drei Betriebsarten. Neben dem reinen Batteriebetrieb kann das Fahrzeug auch ausschließlich vom Verbrennungsmotor angetrieben werden.

Die dritte Betriebsart ist der Hybridantrieb, in dem in Abhängigkeit von Leistungsanforderungen und Geschwindigkeit einer der beiden Motoren vom Antriebsmanagement aktiviert wird. Grundsätzlich bietet sich an, kleine Leistungsanforderungen nur mit der Elektromaschine zu decken und bei höheren Geschwindigkeiten und Leistungsanforderungen den Verbrennungsmotor zu starten. Bei Vollgas treiben beide Motoren an, so dass sich die Leistungen addieren. Leichte Verzögerungen werden als Nutzbremmung durchgeführt. Der Elektromotor wird dabei als Generator betrieben. Die dabei anfallende Energie wird in die Batterien zurückgespeist.

Die von den einzelnen Antrieben abgedeckten Leistungsbereiche eines ausgeführten Beispiels sind in Abb. 3-19 dargestellt. Die Vorteile des Konzepts sind die relativ einfache, kostengünstige Struktur -einfache leichte Elektromaschine, die relativ zum reinen Elektrofahrzeug kleine Batterie- und die Möglichkeit eines lokal emissionsfreien Betriebs. Demgegenüber stehen das geringe Nutzbremspotential aufgrund der kleinen Elektromaschine und das Mehrgewicht durch Batterien und Elektromotor im Vergleich zum reinen Verbrennungsmotorantrieb.

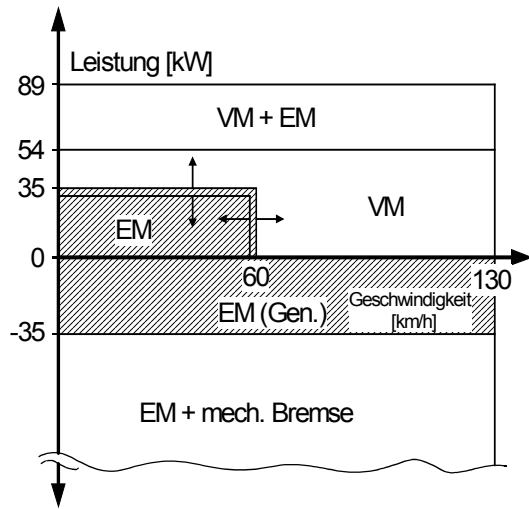


Abb. 3-19: Leistungssplit im Hybridantrieb

b) Serieller Hybrid

Die Struktur dieses Konzeptes geht aus Abb. 3-20 hervor. Kennzeichnend ist die serielle Anordnung der Komponenten und damit verbunden die zweifache Wandlung der Leistung des Verbrennungsmotors. Diesem Nachteil - die Wirkungsgrade der Elektromaschinen gehen im Produkt in den Energiebedarf ein - stehen die Vorteile gegenüber, die sich aufgrund der mechanischen Entkopplung der Verbrennungskraftmaschine vom Antriebsstrang und dem Vorhandensein eines Kurzzeitspeichers ergeben. Die Leistungsabgabe des Verbrennungsmotors kann vom Leistungsbedarf des Fahrzeugs weitgehend unabhängig erfolgen. Hierdurch kann der Verbrennungsmotor stationär oder quasistationär betrieben werden.

Durch die Auslegung eines Verbrennungsmotors auf einen engen Betriebsbereich können zusätzliche Wirkungsgradverbesserungen erzielt werden.

Die Eigenschaften des Kurzzeitspeichers haben wesentlichen Einfluss auf den Nutzen dieses Konzepts. Bei herkömmlichen Batterien besteht ein Problem in der Leistungsdichte (Tabelle 3-1). Die kurzfristig verfügbare Energiemenge ist beschränkt und der Wirkungsgrad bei schneller Entladung sinkt stark. Die Batterie müsste sehr groß und schwer dimensioniert werden. Alternative Konzepte beinhalten daher elektromechanische Schwungräder oder Superkondensatoren als Kurzzeitspeicher.

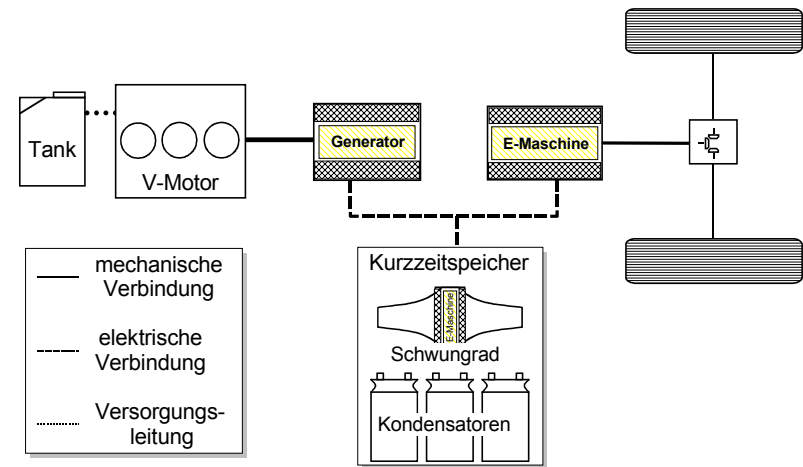


Abb. 3-20: Struktur eines seriellen Hybrids

Bei der Wahl einer geeigneten Betriebsstrategie ist darauf zu achten, den Verbrennungsmotor einerseits im günstigsten Betriebspunkt zu betreiben und andererseits möglichst wenig Energie zwischenspeichern um die damit verbundenen Verluste zu minimieren.

Vorteil gegenüber dem parallelen Konzept ist das günstigere Emissionsverhalten aufgrund des quasistationären Motorbetriebs, das höhere Nutzbremspotential bei Verwendung von Schwungrad oder Kondensatoren, der höhere Fahrkomfort und das geringere Mehrgewicht. Problematisch dagegen ist die komplexe Regelung und die noch nicht ausgereifte Kurzzeitspeichertechnologie.

3.2.7 Vergleich der Antriebe

3.2.7.1 Auswahl- und Bewertungskriterien

Für die Auswahl eines geeigneten Antriebssystems ist in erster Linie die für das betreffende Fahrzeug erforderliche Leistung und der Verlauf des Antriebsmomentes über der Drehzahl wichtig. Darüber hinaus sind weitere Gesichtspunkte ausschlaggebend, die unter den Hauptgruppen

- Betriebsverhalten,
- Wirtschaftlichkeit und
- Umweltbeeinflussung

zusammengefasst werden können. Diese Kriterien werden zunächst näher erläutert und anschließend auf verschiedene Antriebe angewendet.

a) Betriebsverhalten

Dem Bedarfskennfeld für die Fortbewegung eines Fahrzeugs, gebildet aus der Summe der einzelnen Fahrwiderstände, steht antriebsseitig das Lieferkennfeld gegenüber, das zunächst durch die Eigenschaften der Antriebsmaschine bestimmt wird. Es wird mit Hilfe einer allgemeinen Darstellung, die den möglichen Leistungs- oder Drehmomentbereich des Antriebsaggregates über der Drehzahl aufzeigt, beschrieben. Nach oben wird dieser Bereich durch eine Kennlinie, die sogenannte Vollastkurve, begrenzt, über die hinaus keine höhere Leistung bzw. kein höheres Moment abgegeben werden kann. Da gilt:

$$M \sim \frac{P}{n} \quad \text{Gl. 3-6}$$

ergibt sich für die entsprechende Vollastkurve des Lieferkennfeldes in Drehmomentdarstellung eine Hyperbel.

Aufgrund des begrenzten Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn (Kapitel 4.2) ist an der Antriebsachse eines Kraftfahrzeugs nur ein endliches Drehmoment übertragbar. Daher kann auch das hierzu proportionale Drehmoment der Antriebsmaschine auf einen entsprechenden Maximalwert begrenzt werden.

Eine weitere Grenze besteht in der Höchstdrehzahl, die entweder durch den Motor oder die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs gegeben ist. Aus diesen Grenzen resultiert ein Lieferkennfeld, wie es in Abb. 3-21 dargestellt ist.

Für ein Kraftfahrzeug ist es von Vorteil, einen möglichst hohen Anteil der Motorleistung auch zur sog. Motorbremsung heranziehen zu können, d.h. das Lieferkennfeld sollte - nach Möglichkeit spiegelbildlich zur Drehzahlachse - in den negativen Bereich für Leistung und Drehmoment erweiterbar sein. Im Idealfall kann so die freiwerdende kinetische Energie vollständig zurückgewonnen und in einen Energiespeicher des Kraftfahrzeugs zurückgespeist werden.

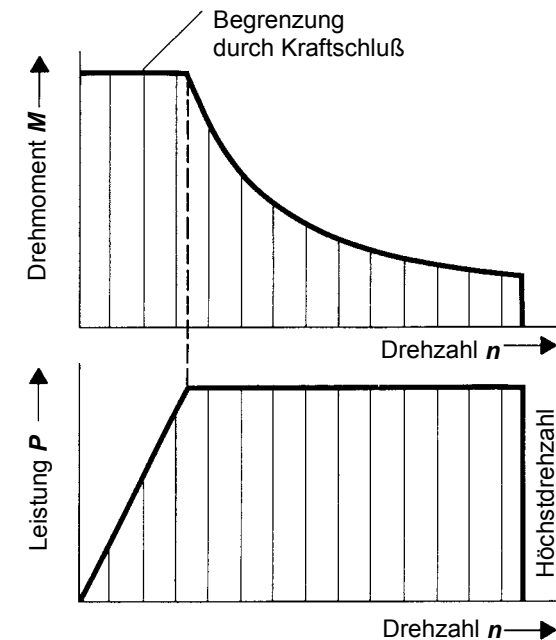


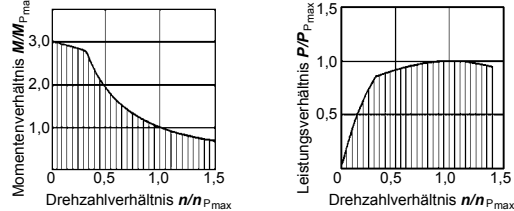
Abb. 3-21: Durch Kraftschluss und Höchstdrehzahl begrenztes Lieferkennfeld

Im Vorgriff auf den abschließenden Vergleich verschiedener Antriebe sind in Abb. 3-22 einige Lieferkennfelder gegenübergestellt.

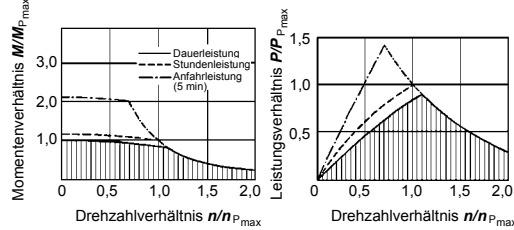
Die Dampfmaschine besitzt ein nahezu ideales Lieferkennfeld. Eine weitere Kennungswandlung erübrigt sich bei ihr. Das erklärt die lange Zeit dominierende Stellung der Dampfmaschine als Lokomotivenantrieb, für den prinzipiell ähnliche Anforderungen gelten wie für das Kraftfahrzeug. Selbst Automobile wurden um die Jahrhundertwende mit Dampfmaschinen ausgerüstet. Ein ebenfalls günstiges Lieferkennfeld bieten elektrische Antriebe.

Betrachtet man dagegen das Kennfeld des Dieselmotors, so erscheint dieser für sich betrachtet als Kfz-Antrieb nur wenig geeignet. Die folgenden Kapitel werden sich daher ausführlich mit der notwendigen Drehmoment- und Drehzahlwandlung befassen.

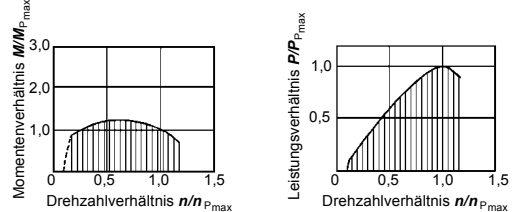
Kolbendampfmaschine



Gleichstrom-Motor



Dieselmotor



Zweiwellen-Gasturbine

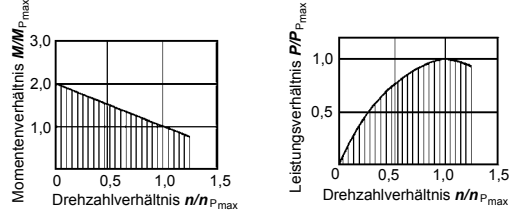


Abb. 3-22: Lieferkennfelder verschiedener Kfz-Antriebe

Da der Verbrennungsmotor den üblichen Kraftfahrzeugantrieb darstellt, ist es interessant, die Lieferkennfelder verschiedener Verbrennungsmotoren genauer miteinander zu vergleichen. Eine einfache Möglichkeit dazu ist die Bildung von Kennzahlen. Dazu werden folgende charakteristische Punkte auf der Vollastkurve definiert:

Punkt	Drehmoment	Drehzahl	Leistung
1 zulässige Drehzahl	$M_{n_{max}}$	n_{max}	$P_{n_{max}}$
2 maximale Leistung	$M_{P_{max}}$	$n_{P_{max}}$	P_{max}
3 maximales Drehmoment	M_{max}	$n_{M_{max}}$	$P_{M_{max}}$

Tab. 3-3: Charakteristische Punkte im Motorkennfeld

Abb. 3-23 veranschaulicht die Lage der Punkte im Kennfeld.

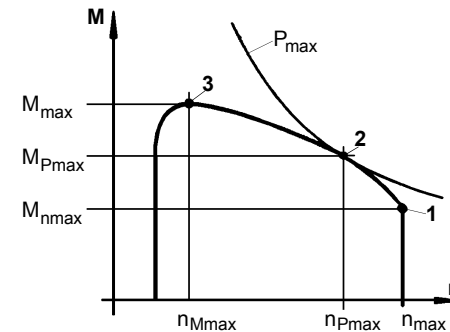


Abb. 3-23: Charakteristische Punkte im Motorkennfeld

Theoretisch ist eine Reihe von Kennzahlen möglich. Interessant ist aber insbesondere eine Beschreibung der Motor-Elastizität. Beim Pkw bedeutet das, schon bei niedrigen Drehzahlen eine hohe Zugkraft zur Verfügung zu haben, so dass sich notwendige Schaltvorgänge reduzieren und somit ein gesteigerter Antriebskomfort ermöglicht wird. Eine Aussage dazu lässt sich durch die Drehzahl-Elastizität treffen. Sie ist definiert als

$$e_n = \frac{n_{P_{max}}}{n_{M_{max}}} \quad \text{Gl. 3-7}$$

Beim Lkw wird dagegen bei fallender Drehzahl bzw. Fahrgeschwindigkeit eine ansteigende Zugkraft gefordert, z.B. beim Befahren von Steigungen. Eine Aussage dazu lässt sich durch die Drehmoment-Elastizität treffen. Sie ist definiert als:

$$e_m = \frac{M_{\max}}{M_{P_{\max}}} \quad \text{Gl. 3-8}$$

Abb. 3-24 zeigt eine Zusammenstellung der Kennwerte verschiedener Fahrzeugmotoren. Wie sich zeigen lässt, macht die Bildung einer Gesamtelastizität, $E = e_m \cdot e_n$ keinen Sinn.

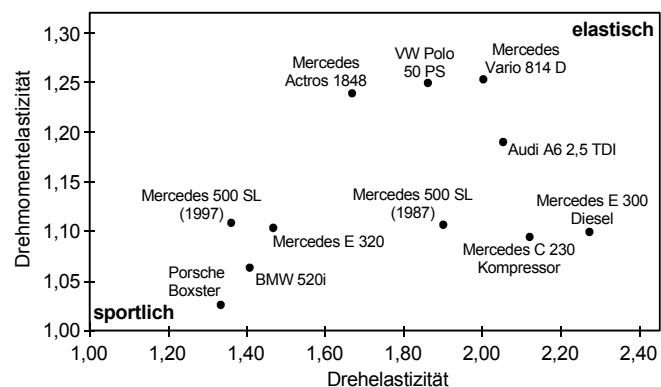


Abb. 3-24: Drehzahl- und Drehmoment-Elastizität ausgewählter Aggregate

b) Wirtschaftlichkeit

Wirtschaftliche Kriterien spielen bei der Bewertung von Fahrzeugkomponenten eine herausragende Rolle (Kapitel 1.2). Das gilt für den Fahrzeugantrieb in besonderem Maße, da er die Wirtschaftlichkeit des Gesamtfahrzeugs auf mehrfache Weise beeinflusst:

- durch den Kraftstoffverbrauch und den Wartungsaufwand die laufenden Betriebskosten,
- durch die Herstellkosten und den anteiligen Verkaufspreis die festen Fahrzeugkosten (Abschreibung und Verzinsung),
- durch die Leistungsmasse (die auf die Antriebsleistung bezogene Motormasse) die Nutzlast, da die mögliche Zuladung beim Nkw um die Masse des Antriebes verringert wird.

Da ein Fahrzeug ständig wechselnden Fahrzuständen unterworfen ist, sollte das Triebwerk in einem weiten Leistungsbereich zwischen Voll- und Teillast mit gutem Wirkungsgrad arbeiten.

Der Kraftstoffverbrauch ist vor allem im Nkw - Bereich von ausschlaggebender Bedeutung, liegt doch hier die jährliche Kilometerleistung um etwa eine Zehnerpotenz über der von Pkw, so dass auch höhere spezifische Herstellungskosten des Antriebs in Kauf genommen werden. Beträgt beispielsweise die Jahresfahrleistung eines schweren Lkw 150.000 km, so ergibt eine Reduzierung des durchschnittlichen spezifischen Kraftstoffverbrauchs von 225 g/kWh auf 200 g/kWh eine Einsparung von ca. 7.000 DM pro Jahr bei einem Kraftstoffpreis von 1,15 DM/l.

Die Wirtschaftlichkeit eines Pkw dagegen hängt in hohem Maße von den Produktionskosten ab (Kapitel 1.2).

Allen Kfz gemeinsam ist die Bedeutung von Leistungsmasse und Leistungsvolumen des gesamten Antriebs, bestehend aus Motor mit Hilfsaggregaten, Drehzahl- und Drehmomentwandler und Energiespeicher. Sie sollten möglichst gering gehalten werden, da die Masse der möglichen Zuladung und das Volumen dem Nutzraum verloren gehen. Insbesondere für künftige Fahrzeuge mit erhöhter passiver Sicherheit sind wegen der erforderlichen Knautschzonen und Zusatzeinrichtungen kompakte und leichte Antriebe ein großer Vorteil. Der Trend beispielsweise vom 6-Zylinder-Reihenmotor zum V-Motor (trotz schwingungstechnischer Nachteile) findet unter anderem hier seine Begründung.

Des weiteren beeinflussen Faktoren wie Wartungskosten, die zu erwartende Lebensdauer und die Zuverlässigkeit die Wirtschaftlichkeit des Fahrzeugantriebs. Man spricht hier auch von "cost of ownership", die normalerweise für das gesamte Fahrzeug ermittelt wird.

Im Zuge zunehmender Rohstoffverknappung bzw. -verteuerung kann ferner die Vielstofffähigkeit, d.h. die Möglichkeit der Verwendung verschiedener Energieträger, sowie die Wiederverwendbarkeit (Recycling) der Materialien des Antriebs bei der Entsorgung für die Gesamtwirtschaftlichkeit eines Kraftfahrzeugs von Bedeutung sein.

c) Umweltbeeinflussung

Um den Umwelteinfluss von Kraftfahrzeugen in seiner Gesamtheit zu untersuchen, versucht man sogenannte Ökobilanzen zu erstellen. Dabei gehen Fahrzeugherstellung und -entsorgung ebenso ein wie der Fahrzeugbetrieb.

Betrachtet man einzelne Komponenten, so besitzt der Antrieb den eindeutig größten Einfluss. Dabei steht die Abgasemission im Mittelpunkt des Interesses. Das Kraftfahrzeug hat maßgeblichen Anteil an der allgemeinen Luftverschmutzung, wie Tab. 3-4 verdeutlicht.

	Jahresmassenemissionen	Anteil [%]
Verkehr	6,3 Mio t	46
Kraftwerke	2,7 Mio t	19,7
Haushalte und Gewerbe	1,9 Mio t	13,9
Industrie	2,8 Mio t	20,4

Tab. 3-4: Anteile an der Gesamtluftverschmutzung in der BRD (Quelle: Verkehr in Zahlen 1996)

Durch gesetzliche Maßnahmen werden die zulässigen Werte der einzelnen Schadstoffe stufenweise verringert.

Aus den Abgasen der Verbrennungsmotoren von Kraftfahrzeugen sind im wesentlichen vier schädliche Bestandteile von Bedeutung: Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x) und Schwefeldioxid (SO₂).

In Tab. 3-5 ist der von Fahrzeugantrieben verursachte jeweilige Anteil an den Gesamtemissionen der einzelnen Schadstoffe in den alten Ländern der Bundesrepublik Deutschland für 1990 aufgeführt.

Schadstoff		Massenanteil [%]
Kohlenmonoxid	CO	61,4
Kohlendioxid	CO ₂	20,2
unverbrannte Kohlenwasserstoffe	HC	34,7
Stickoxide	NO _x	58,0
Schwefeldioxid	SO ₂	2,1

Tab. 3-5: Jeweiliger Anteil des Verkehrs an der Gesamt-Schadstoffemission (Quelle: Verkehr in Zahlen 1994)

Die absolut vom Kraftfahrzeugverkehr in der BRD im Jahr 1990 emittierten Schadstoffmengen sind -unterschieden nach Pkw und Nkw- in Abb. 3-25 dargestellt.

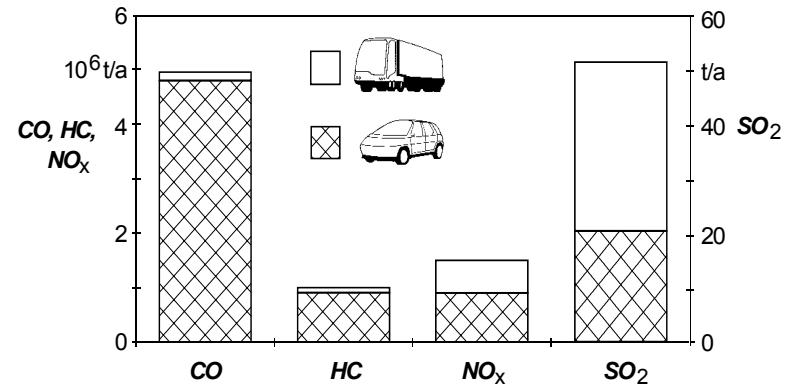


Abb. 3-25: Jahresemission des Kfz-Verkehrs 1990 in der BRD

Die Gesetzgebung für die zulässige Abgaszusammensetzung wurde laufend verschärft. Abb. 3-26 zeigt die Grenzwertentwicklung für die Schadstoffemission von Kraftfahrzeugen in Abhängigkeit von der Zeit. Neben der stufenförmigen Abnahme des erlaubten Kohlenmonoxidausstoßes, verlangt der Gesetzgeber seit 1977 die Einhaltung von Summenwerten bei HC und NO_x.

Die neue, europaweite Gesetzgebung ab 1988 verwendet als Bewertungsgrundlage nicht mehr - wie bisher - die Fahrzeugmasse, sondern den Hubraum. Insofern sind die Zahlenwerte nur bedingt miteinander vergleichbar.

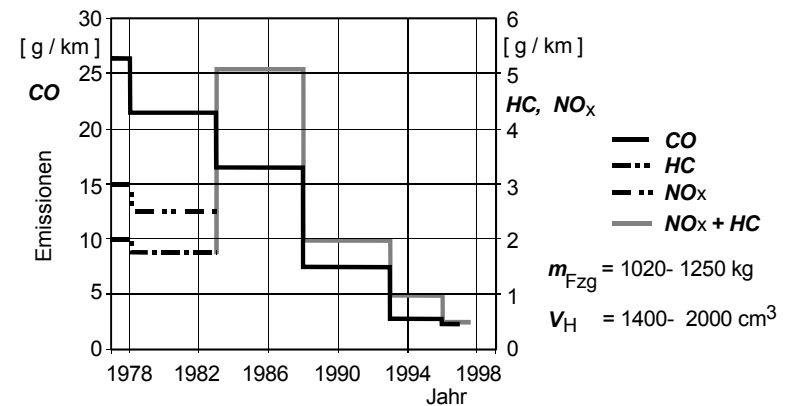


Abb. 3-26: Grenzwertentwicklung für Abgasemission in Europa

Im Zusammenhang mit den aufgeführten Vorschriften stellt sich die Frage, welche unmittelbare Wirkung auf den Menschen die aufgezeigten Abgasbestandteile haben und ab welcher Konzentration mit einer ernsthaften Gesundheitsschädigung zu rechnen ist.

Kohlenmonoxid ist ein starkes Blutgift; seine Hämoglobinaffinität ist etwa 300 mal größer als die des Sauerstoffs. Ein halbstündiger Aufenthalt in Luft mit 0,3 Vol-% CO kann durch innere Erstickung zum Tode führen. Wegen der additiven Wirkung kann ein langer Aufenthalt in Luft mit schwacher CO-Konzentration gefährlicher sein als ein kurzer Aufenthalt bei hoher Konzentration. So ist aus Versuchen bekannt, dass schon eine CO - Konzentration von 30 ppm, wenn sie einige Stunden einwirkt, zu heftigen Atembeschwerden führt.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe werden erst bei hohen Konzentrationen gesundheitsschädlich, aber auch teilverbrannte Kohlenwasserstoffe sind wegen ihres lästigen Geruchs und ihrer Reizwirkung auf Augen und Atmung unerwünscht.

Stickoxide sind wie das Kohlenmonoxid starke Blutgifte; eine Konzentration von 700 ppm führt zum Tod durch Lungenödem. Der MAK-Wert (maximale Arbeitsplatzkonzentration) beträgt 25 ppm.

Des Weiteren sind die im Motorabgas bei Verwendung von bleihaltigem Kraftstoff auftretenden Bleiverbindungen giftig und geraten vorwiegend mit der Atemluft, aber auch durch Magen und Darm in den menschlichen Organismus.

Die Partikelemissionen sind vor allem durch die an den Partikeln angelagerten Stoffe, die als krebserregend eingestuft sind, für den Menschen gefährlich.

Gegenüber den unmittelbaren Auswirkungen auf die Gesundheit des Menschen gewinnt zunehmend der indirekte Einfluss über die Wirkung auf den menschlichen Lebensraum an Bedeutung in der Diskussion um die Schadstoffbelastungen. Hier ist vor allem die noch nicht endgültig erforschte Mitverursachung der Autoabgase am Waldsterben zu nennen. Ferner wird sich die Atmosphäre wegen der steigenden Kohlendioxidkonzentration in der Luft aufgrund des hohen Verbrauchs fossiler Brennstoffe, woran der Antrieb von Kraftfahrzeugen einen erheblichen Anteil hat, erwärmen (Treibhauseffekt).

Schon in der Vergangenheit wurden immer wieder Überlegungen angestellt, statt fossiler nachwachsende Brennstoffe für Kraftfahrzeuge zu verwenden. Kraftstoffe aus Biomasse sind theoretisch CO₂-neutral und ihre Verwendung in Verbrennungsmotoren technisch unproblematisch.

Dem steht aber eine Reihe von Nachteilen gegenüber. Etwa die Hälfte der gewonnenen Energie wird zur Herstellung und Aufbereitung wieder verbraucht. Der Flächenbedarf zur Erzeugung nennenswerter Energiemengen ist erheblich und mit der Produktion ist unweigerlich die Emission neuer Schadstoffe (Dünger, Pestizide) verbunden. Schließlich stellen sich biologische Kraftstoffe gegenwärtig im Vergleich zum Erdöl generell als unwirtschaftlich dar. Nur Brasilien hat in den 70er und 80er Jahren wesentliche Schritte zur Förderung alternativer Kraftstoffe (Methanol aus Zuckerrohr) unternommen, rückt aber heute wieder davon ab.

Ein weiterer Aspekt der Umweltbelastung durch Kraftfahrzeuge ist die Geräuschemission. Auch hierzu existieren seitens des Gesetzgebers zulässige Grenzwerte, auszugsweise dargestellt in Abb. 3-27. Als Maß für die Geräuschbelastung dient der frequenzbewertete Schalldruckpegel in dB(A) in einer definierten Fahrsituation (beschleunigte Vorbeifahrt).

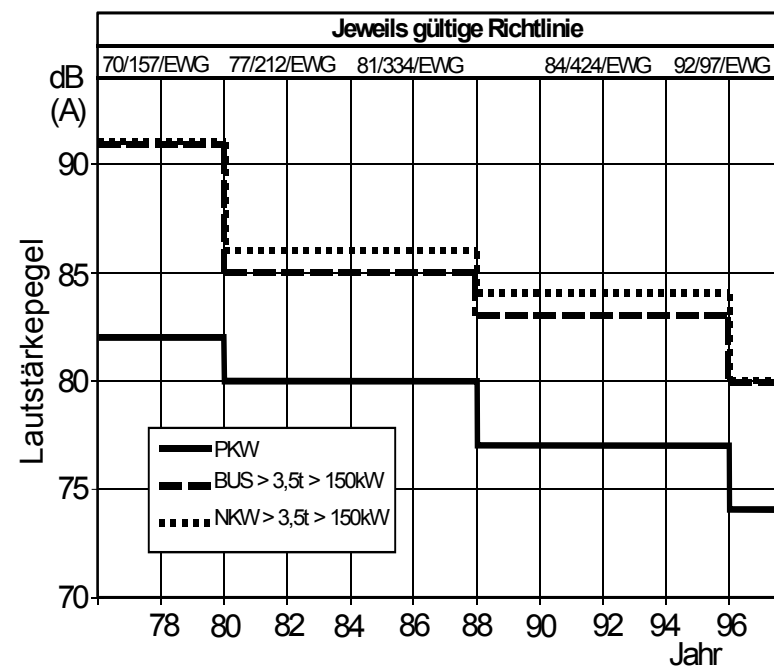


Abb. 3-27: Schallpegelgrenzwerte für Zulassung von Kfz in der EG

Ein letztes Auswahlkriterium, das noch zum Bereich Umweltbeeinflussung zu zählen ist, ist das Schwingungsverhalten des Fahrzeugantriebes. Zu starke Schwingungen des Motors führen neben der Geräuschbelastung zu einer Belästigung der Fahrzeuginsassen und können Materialermüdung von Antriebsstrangkomponenten oder der Motoraufhängung hervorrufen.

Damit lassen sich als Bewertungskriterien zusammenfassen:

Betriebsverhalten

- Antriebskennung
- Anfahrverhalten
- Regelverhalten und Startwilligkeit

Wirtschaftlichkeit

- Spezifische Energie- oder Kraftstoffkosten
- Spezifische Herstellungskosten
- Leistungsmasse und -volumen
- Wartungsaufwand
- Vielstofffähigkeit
- Lebensdauer und Zuverlässigkeit

Umweltbeeinflussung

- Schadstoffemission
- Geräuschentwicklung
- Schwingungsverhalten

3.2.7.2 Bewertung der Antriebe

Die oben genannten Bewertungskriterien werden auf folgende Antriebe angewendet:

- Otto-Motor in Saugversion (OS)
- Otto-Motor mit Abgasturboaufladung (OT)
- Diesel-Motor in Saugversion (DS)
- Diesel-Motor mit Abgasturboaufladung (DT)
- Wankel-Motor (WM)
- Gasturbine mit innerer Verbrennung (GT)
- Elektromotor mit konventionellen Bleibatterien (EA)

Eine Bewertung mit 10 Punkten bedeutet: sehr gut, mit 0 Punkten: sehr ungünstig.

a) **Betriebsverhalten**

Das Lieferkennfeld der verschiedenen Antriebe zeigt Abb. 3-28, wobei für alle Kolbenmotoren mit innerer Verbrennung eine gemeinsame Kennlinie eingezeichnet ist, die, wie auch die anderen Kennlinien, einen typischen Verlauf repräsentiert.

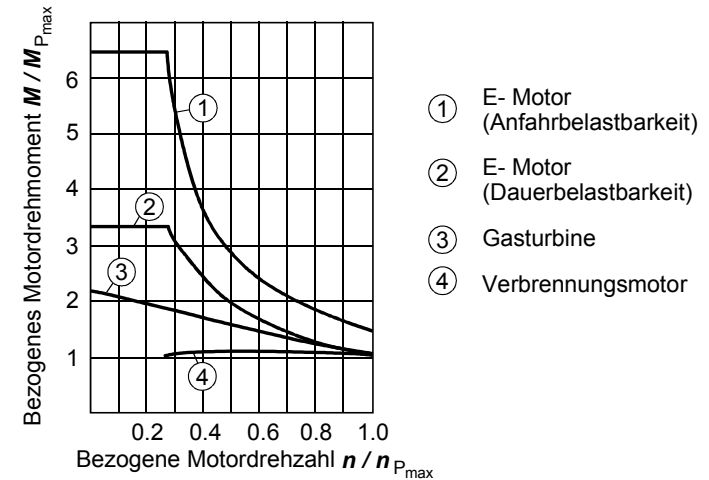


Abb. 3-28: Lieferkennfeld verschiedener Kfz-Antriebe

Der Elektroantrieb erweist sich sowohl im Dauerbetrieb als auch beim Anfahren, also bei kurzzeitiger Überlastung, als deutlich überlegen. Die Kennung der zweiwelligen Gasturbine ist für den Fahrzeugantrieb schon recht gut zu gebrauchen. Kolbenmotoren weisen nur in Verbindung mit Kennungswandlern ein zufriedenstellendes Verhalten auf.

Ohne auf Einzelheiten einzugehen, lässt sich für das Betriebsverhalten der Antriebe folgende Bewertung aufstellen:

Antrieb	OS	OT	DS	DT	WM	GT	EA
Drehmomentverlauf	4	3	4	4	4	8	10
Anfahrverhalten	2	2	2	2	2	7	10
Regelverhalten und Startwilligkeit	9	8	8	9	9	4	10

Tab. 3-6: Bewertung des Betriebsverhaltens

Die Drehmomentschwäche der Motoren mit Abgasturbo-lader im unteren Drehzahlbereich erklärt den (geringen) Punkteunterschied zwischen Auflade- und Saugversionen. Wegen der für alle Antriebsarten üblichen Verwendung von Kennungswandlern ist den Kriterien Drehmomentverlauf und Anfahrverhalten nur geringe Bedeutung beizumessen.

In Regelverhalten und Startwilligkeit ist der Elektroantrieb am vorteilhaftesten zu handhaben. Das Regelverhalten der Saugmotoren unterscheidet sich nur geringfügig, das trägere Ansprechverhalten der turbogeladenen Versionen führt zu dessen etwas schlechterer Bewertung. Das gesamte Regelverhalten der Gasturbine mit heute wirtschaftlich vertretbarer Technologie ist vergleichsweise schlecht. Beim Start benötigen lediglich der Dieselmotor - als Kammermotor - und die Gasturbine eine Vorglühzeit.

b) Wirtschaftlichkeit

Die oben erwähnten Wirtschaftlichkeitskriterien sind in Tab. 3-7 auf die verschiedenen Motorbauformen angewendet und bewertet worden.

Die Bewertung der spezifischen Betriebskosten fällt beim Elektromotor infolge der allgemein niedrigen Leistungen gegenüber den Wettbewerbern schlechter aus. Der Dieselmotor mit Abgasturboaufladung erzielt den günstigsten Wert.

Antrieb	OS	OT	DS	DT	WM	GT	EA
spezifische Betriebskosten	7	7	8	10	7	7	2
spezifische Herstellkosten	10	10	8	10	10	5	0
Leistungsmasse	9	10	6	8	9	8	0
Vielstofffähigkeit	1	1	1	1	1	7	10
Wartungsaufwand	8	8	8	8	9	9	7
Zuverlässigkeit und Lebensdauer	9	9	10	10	9	8	5

Tab. 3-7: Bewertung der Wirtschaftlichkeit von Antrieben

Auch die Herstellungskosten werden wegen der besseren Vergleichbarkeit auf die Leistung bezogen. Die zugrundegelegten Kosten sind für die in Serie gefertigten Antriebe Durchschnittswerte, während bei Gasturbine und Elektroantrieb Schätzwerte für höhere Stückzahlen eingesetzt wurden.

Bei der Leistungsmasse wurden ebenfalls Mittelwerte für die Kolbenmotoren gebildet. Die geringste Leistungsmasse weist der turbogeladene Ottomotor auf, dann folgt der Wankelmotor und der Otto-Motor. Beim Dieselmotor bedingen die auftretenden hohen Drücke eine schwerere Bauweise. Ein Vergleich bezüglich des Leistungsvolumens würde mit der Leistungsmasse in etwa übereinstimmende Verhältnisse zeigen.

Betrachtet man die Vielstofffähigkeit der Antriebe, so können Kolbenantriebe nur nach zum Teil größeren, konstruktiven Modifikationen mit alternativen Kraftstoffen betrieben werden, während dies bei der Gasturbine für eine Vielzahl flüssiger Brennstoffe ohne Zusatzmaßnahmen möglich ist. Der Elektromotor kann - zumindest indirekt - auf nahezu alle Energieformen zurückgreifen, denn selbst Wind-, Sonnen- und Wasserenergie werden zur Stromerzeugung genutzt.

Der Wartungsaufwand liegt bei allen Antriebsarten relativ niedrig. Bei den Kolbenantrieben hat der Wankel-Motor aufgrund des fehlenden Ventiltriebs leichte Vorteile. Der zunehmende Einsatz von Ventilen mit hydraulischem Spielausgleich gleicht diesen vermeintlichen Nachteil der anderen Kolbenmotoren jedoch zum Teil wieder aus. Gasturbine und Elektromotor erfordern einen ähnlich geringen Wartungsaufwand wie der Wankel-Motor, allerdings benötigen heutige Bleiakkumulatoren noch regelmäßige Wartung.

Beim Vergleich der Lebensdauer der Antriebe erreicht der Dieselmotor aufgrund seiner soliden Bauweise und des niedrigen Drehzahlniveaus die höchsten Werte. Die Gasturbine wird wegen ihres niedrigeren Entwicklungsstandes geringer bewertet. Der Elektromotor hat zwar die größte Lebensdauer, wird aber aufgrund der geringen Batterie-Lebensdauer als Gesamtsystem am geringsten bewertet.

c) Umweltbeeinflussung

Zur Beurteilung der Umweltbeeinflussung sind in Tab. 3-8 Bewertungen der mittleren Schadstoffemissionen, der Geräusche und Schwingungen den verschiedenen Antriebssystemen gegenübergestellt worden.

Antrieb	OS	OT	DS	DT	WM	GT	EA
Schadstoffemissionen	3	3	8	8	2	9	10
Geräuschentwicklung	5	5	3	3	7	6	10
Schwingungsverhalten	8	8	6	6	10	10	10

Tab. 3-8: Bewertung der Umweltbeeinflussung von Antrieben

Die Punkteverteilung für die Schadstoffemissionen wurde aus den Einzelbewertungen der verschiedenen Schadstoffe gemittelt. Die Verwendung von Abgaskatalysatoren, die eine deutliche Verschiebung zugunsten von Otto-, Schichtlade- und Wankelmotor ergibt, ist bei dieser Betrachtung nicht berücksichtigt. Der Elektroantrieb erzeugt im Nahbereich keine Schadstoffemissionen, allerdings darf nicht übersehen werden, dass bei der Erzeugung des Stroms in konventionellen Kraftwerken Schadstoffe entstehen.

Bei der Geräusentwicklung liegt der Elektroantrieb im Mittel 10 dB(A) niedriger als konventionelle Triebwerke. Auch die Gasturbine arbeitet infolge der kontinuierlichen Verbrennung leiser als die Kolbentriebwerke. Nachteilig wirken sich aber die hohen Frequenzen von Verdichter und Turbine aus. Bei den Kolbenmotoren hat der Wankel-Motor infolge des fehlenden Ventiltriebs gegenüber Otto- und Schichtlademotor leichte Vorteile. Der Diesel-Motor ist der lauteste Antrieb. Schließlich muss noch zwischen Auflade- und Saugversionen unterschieden werden: aufgeladene Motoren arbeiten geringfügig leiser, weil der Turbolader eine Dämpfung des Ansaugeräusches bewirkt.

Im Schwingungsverhalten sind Wankel-Motor, Gasturbine und Elektroantrieb besser als die Hubkolbentriebwerke, bei denen durch die Kolbenbewegung hohe translatorische Beschleunigungen auftreten, die abhängig von der Zylinderzahl und -anordnung nur teilweise ausgeglichen werden können.

Zu beachten ist, dass die dargestellte Punkteverteilung nur Tendenzen aufzeigen kann, die nicht für jeden Einzelfall Gültigkeit besitzen müssen. Sie können jedoch als Überblick und zur Orientierung dienen.

3.2.7.3 Zusammenfassung

Die Ausgereiftheit und die preisgünstige Herstellung sind die Ursache dafür, daß auch in Zukunft das Hubkolbentriebwerk seine dominierende Rolle als Kraftfahrzeugantrieb behält. Der Wankelmotor hat inzwischen ebenfalls einen hohen Entwicklungsstand erreicht. Er ist damit gegenüber dem Hubkolbenmotor durchaus konkurrenzfähig. Der Nachteil bei der Umweltbeeinflussung wird durch nachgeschaltete Abgasreinigungssysteme behoben.

Eine Serienfertigung der Gasturbine scheitert vorerst vor allem an den noch zu hohen Herstellungskosten und dem ohne Einsatz von Keramikbauteilen zu schlechten Teillastwirkungsgrad. Das prinzipielle Problem aller Maschinen mit innerer Verbrennung, das ungünstige Lieferkennfeld, kann durch Drehzahl- und Drehmomentwandler mit mäßigem Aufwand weitgehend gelöst werden.

Ein Einsatz in der Großserie scheint für den Elektroantrieb wegen gravierender Nachteile bei allen entscheidenden Bewertungskriterien der Wirtschaftlichkeit mittelfristig lediglich für Sonderanwendungen sinnvoll. Seine Zukunft wird von der Entwicklung leistungsfähiger Speichersysteme abhängen. Denkbar erscheint seine Verwendung im Rahmen von Hybridantrieben.

3.3 Drehzahlwandler (Kupplungen)

Drehzahlwandler (Kupplungen) werden im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs verwendet, um Drehzahlunterschiede zwischen An- und Abtrieb auszugleichen. Dies gilt zum einen für die Anfahrphase, in der die Drehzahllücke zwischen Stillstand und der niedrigsten Motorbetriebsdrehzahl überbrückt werden muss, zum anderen in Schaltphasen von üblichen Handschaltgetrieben. Als Drehzahlwandler kommen ausschließlich kraftschlüssige Kuppelmittel zum Einsatz. Abb. 3-29 zeigt die Leistungsbilanz eines Drehzahlwandlers mit den entsprechenden Ein- und Ausgangsgrößen.

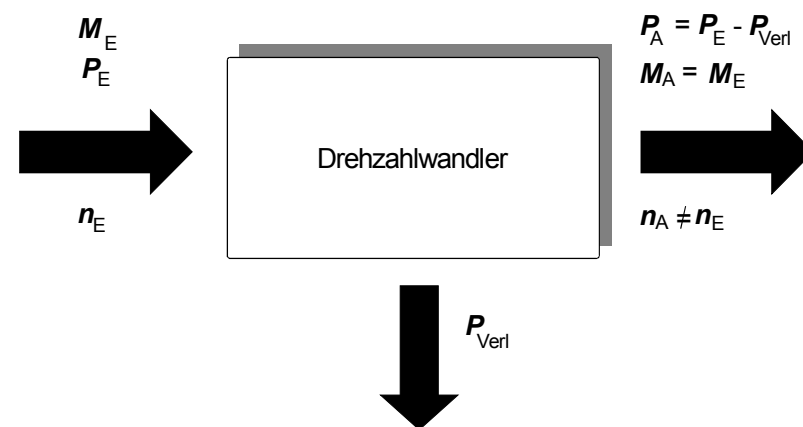


Abb. 3-29: Ein- und Ausgangsgrößen eines Drehzahlwandlers

Kennzeichnend für einen Drehzahlwandler ist das konstante Drehmoment. Die Ausgangsleistung P_A ist um die Verlustleistung P_{Verl} geringer als die Eingangsleistung P_E .

Daraus ergibt sich der Kupplungswirkungsgrad η_K aus dem Verhältnis von Ausgangs- zu Eingangsleistung.

$$\eta_K = \frac{P_A}{P_E} \quad \text{Gl. 3-9}$$

Es gilt:

$$\eta_K = \frac{P_A}{P_E} = \frac{M_A \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_A}{M_E \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_E} = \frac{M_A \cdot n_A}{M_E \cdot n_E} \quad \text{Gl. 3-10}$$

Mit $M_A = M_E$ folgt somit:

$$\eta_K = \frac{n_A}{n_E} \quad \text{Gl. 3-11}$$

Eine normierte Größe zur Darstellung des Betriebszustands eines Drehzahlwandlers ist der Schlupf s , definiert als die auf die Eingangsrehzahl bezogene Differenz aus Ein- und Ausgangsdrehzahl:

$$s = \frac{n_E - n_A}{n_E} \quad \text{Gl. 3-12}$$

Mit der Formel für den Wirkungsgrad ergibt sich:

$$s = 1 - \frac{n_A}{n_E} = 1 - \eta_K \quad \text{Gl. 3-13}$$

Mit den Definitionen von Wirkungsgrad und Schlupf lässt sich für die während eines Kupplungsvorgangs in Wärme umgewandelte Verlustleistung ein rein drehzahlabhängiger Zusammenhang herleiten:

$$P_{\text{Verl}} = P_E - P_A = (1 - \eta_K) \cdot P_E = s \cdot P_E \quad \text{Gl. 3-14}$$

Die für unterschiedliche Einsatzbereiche im Kraftfahrzeug verwendeten Kupplungen lassen sich nach der Art der Kraftübertragung einteilen in:

- mechanische Kupplungen
- hydrodynamische Kupplungen
- visko - hydraulische Kupplungen

3.3.1 Mechanische Kupplung

Mechanische Kupplungen sind in Kombination mit mechanischen Stufengetrieben weit verbreitet und bei Pkw heute in der Regel als Einscheiben-Trockenkupplung ausgeführt. Der Kraftschluss zwischen An- und Abtriebswelle wird dabei durch aufeinander reibende, kreisförmige Scheiben erzeugt.

Abb. 3-30 veranschaulicht die Wandlung des Motorkennfeldes durch eine mechanische Kupplung.

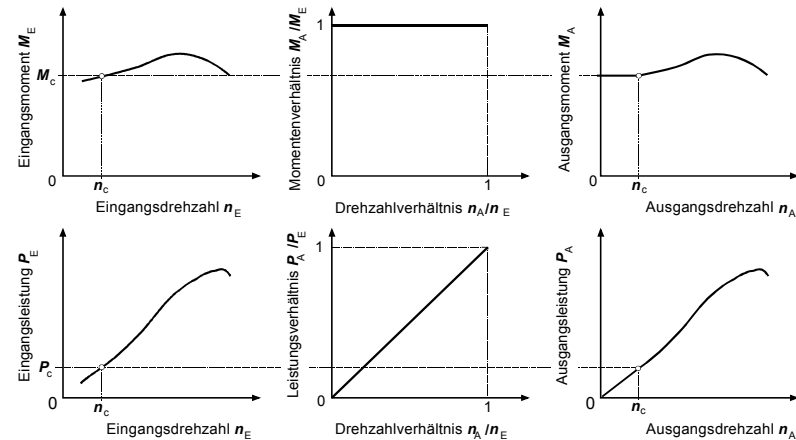


Abb. 3-30: Wandlung des Motorkennfeldes durch eine mechanische Kupplung (Quelle: Mitschke)

Während des Anfahrvorgangs befindet sich der Motor im Betriebspunkt C und liefert bei der Drehzahl n_C das Drehmoment M_C . Dieses Eingangsmoment liegt in gleicher Höhe an der Ausgangsseite an, solange n_A kleiner ist als n_C . Das anfahrende Fahrzeug beschleunigt bis Drehzahlgleichheit hergestellt ist. Dann gilt: $n_E = n_A = n_C$. Danach wird bei vollständig geschlossener Kupplung auf der Motorkurve weitergefahren.

Die Höhe des übertragbaren Drehmoments ist bei der Scheibenkupplung abhängig von der Anpresskraft F_K zwischen den Scheiben, vom Reibungskoeffizienten μ_K der Reibpaarung, vom wirksamen Reibradius r_{mK} und von der Anzahl der Reibpaarungen z_K :

$$M_K = F_K \cdot \mu_K \cdot r_{mK} \cdot z_K \quad \text{Gl. 3-15}$$

$$\mu_K \approx 0,2 - 0,3$$

Der mittlere Reibradius (Neuzustand) errechnet sich zu:

$$r_{mK} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_{aK}^3 - r_{iK}^3}{r_{aK}^2 - r_{iK}^2} \quad \text{Gl. 3-16}$$

mit: r_{aK} = Außenradius der Kupplungsscheibe
 r_{iK} = Innenradius der Kupplungsscheibe

Näherungsweise kann auch mit einer vereinfachten Formel gerechnet werden:

$$r_{mK} \approx \frac{r_{aK} + r_{iK}}{2} \quad \text{Gl. 3-17}$$

Die Anpresskraft wird im allgemeinen durch eine vorgespannte Feder erzeugt. Durch eine Variation des Federwegs kann so - im Fahrzeug über das Kupplungspedal - das übertragene Moment beliebig zwischen "Null" und "Maximal" eingestellt werden.

Die mechanische Trockenkupplung kann aufgrund der schlechten Wärmeabfuhr nur eine begrenzte Verlustwärme aufnehmen. Die Drehzahlwandlung ist daher zeitlich begrenzt. Heutige Beläge bestehen aus sogenannten Füllstoffen, zu denen manchmal auch Metallspäne gehören, welche von einem organischen Bindemittel zusammengehalten werden. Sie vertragen hohe Temperaturen, sind abrieb- und verschleißfest. Die Lebensdauer erreicht häufig die des Gesamtfahrzeugs.

Man unterscheidet nach Art der die Anpresskraft erzeugenden Feder zwischen Schraubenfeder- und Membranfederkupplung, die in Abb. 3-31 prinzipiell dargestellt sind. Aufgrund der geringen Herstellkosten und der günstigen Federkennlinie werden heute fast ausschließlich Membran- bzw. Tellerfedern verwendet.

Abb. 3-32 zeigt den Aufbau einer Membranfederkupplung und verdeutlicht den ausgerückten und den eingerückten Zustand. Die Feder presst über die Druckplatte die Kupplungsscheibe kraftschlüssig gegen das Schwungrad. Die Kupplungsscheibe leitet das Motormoment in das Getriebe weiter.

Im ausgekuppelten Zustand wird die Druckplatte von der Kupplungsscheibe zurückgezogen. Die Drehmomentübertragung vom Motor zum Getriebe ist unterbrochen.

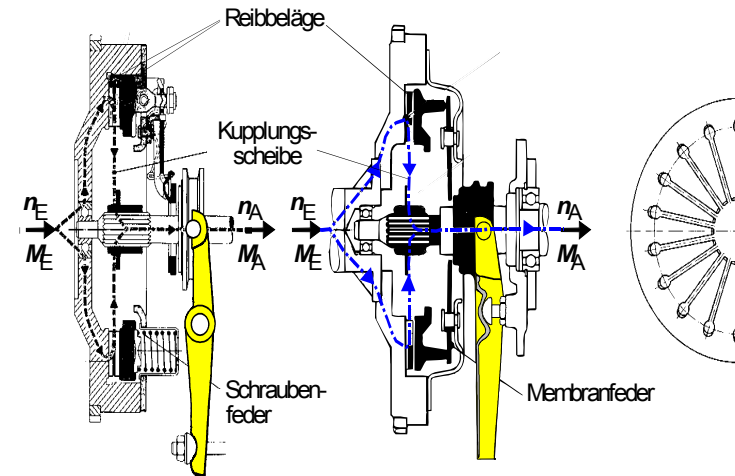


Abb. 3-31: Schnittzeichnungen der Schrauben- und Membranfederkupplung

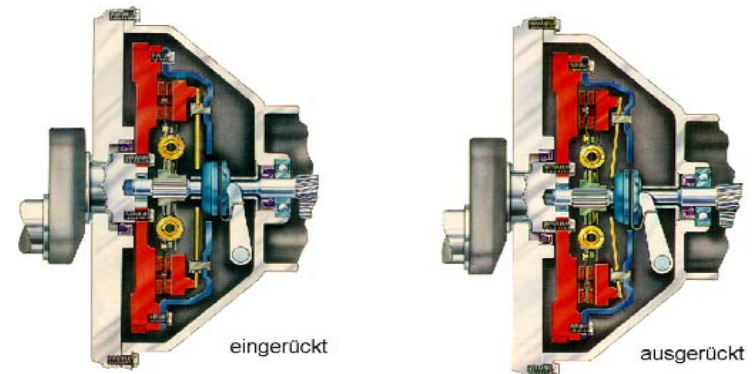


Abb. 3-32: Membranfederkupplung in ein- und ausgerücktem Zustand
 (Quelle: mot - Spezial, Antrieb)

Bei starrer Auslegung des Betätigungsmechanismus würde es beim Einkuppeln zu einem Momentenstoß kommen. Um das zu vermeiden, sind heute nahezu alle Kupplungsscheiben mit einer Belagfeder ausgerüstet. Diese Axialfederung zwischen den Kupplungsbelägen bewirkt darüber hinaus ein gleichmäßigeres Tragbild und damit einen geringeren Belagverschleiß.

In Abb. 3-33 sind für einen Auskuppelvorgang Lüftweg, Anpresskraft und Ausrückkraft in Abhängigkeit vom Ausrückweg dargestellt.

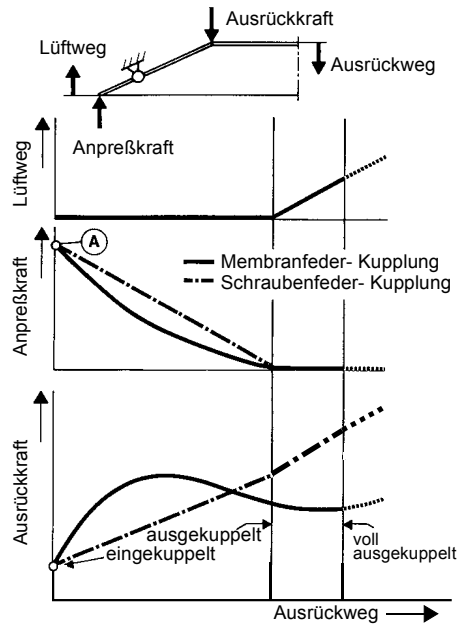


Abb. 3-33: Lüftweg, Anpresskraft und Ausrückkraft über dem Ausrückweg für mechanische Kupplungen

Unter der Voraussetzung gleicher Ausrückwege bis zum Lüftpunkt haben Schrauben- und Membranfederkupplung einen ähnlichen Anpresskraftverlauf über dem Ausrückweg.

Der Verlauf der Ausrückkraft weist bei der Membranfeder ein Maximum auf. Die für den Kupplungsvorgang aufzuwendende Pedalkraft ist also begrenzt und im ausgekuppelten Zustand kleiner als die über dem Ausrückweg stetig ansteigende Kraft der Schraubenfederkupplung.

Für ein vollständiges Auskuppeln muss ein zusätzlicher Ausrückweg zwischen den Belägen (Lüftweg) eingestellt werden, was bei der Schraubenfederkupplung zu einer Pedalkrafterhöhung führt, während bei der Membranfederkupplung die Pedalkraft sinkt.

Die unterschiedliche Federkennung wirkt sich zudem darauf aus, welche Anpresskräfte bei Kupplungsverschleiß wirksam werden. Abb. 3-34 zeigt das Kraft-Weg-Diagramm an den Reibpaarungen von Schrauben- und Membranfeder über dem Belagverschleiß.

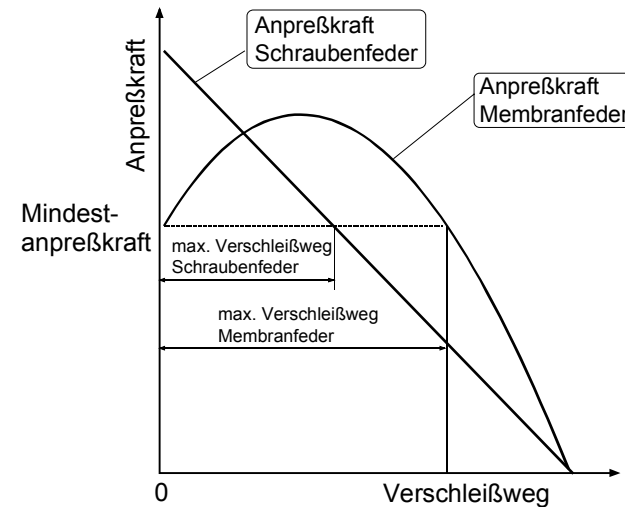


Abb. 3-34: Kraft-Weg-Diagramm von Schrauben- und Membranfeder

Während bei der Schraubenfederkupplung die Anpresskraft linear über dem Verschleißweg fällt, weist die Anpresskraft der Membranfeder im Arbeitsbereich ein ausgeprägtes Maximum auf. Dieser, für die Membranfeder charakteristische Kurvenverlauf ermöglicht, bei etwa gleicher maximaler Anpresskraft, einen im Vergleich zur Schraubenfeder erheblich größeren Verschleißweg, ohne dass eine vorgegebene Mindestanpresskraft unterschritten wird.

Die Handhabung der Kupplung erfordert vom Fahrer auch heute noch eine gewisse Erfahrung und schließt Fehlbedienungen nicht aus. Daher gab und gibt es immer wieder Versuche, die Kupplungsbetätigung zu automatisieren. Abb. 3-35 zeigt das Funktionsprinzip einer automatischen Kupplung. Die Kupplung selbst ist normal gebaut. Gesteuert wird sie von einer Elektronik über einen Stellmotor.

Diese Elektronik registriert über entsprechende Geber die Motor- und Getriebedrehzahl. Sie erkennt, wann in welchen Gang geschaltet wird und schließt die Kupplung abhängig von der Fahrweise mehr oder weniger rasch. Das Einlegen der Gänge erfolgt manuell. Solche automatischen Kupplungen finden insbesondere bei Lkw zunehmend Verwendung.

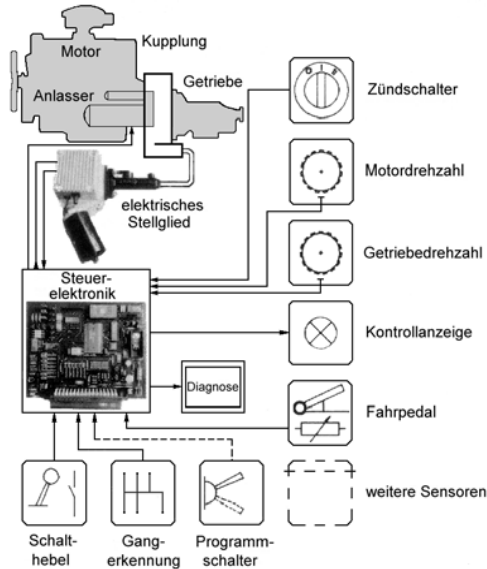


Abb. 3-35: Funktionsprinzip einer automatischen Kupplung (Fichtel & Sachs)

Neben der Funktion der Drehzahlwandlung spielt die Kupplung aber auch eine wichtige Rolle bei der Absorption von Schwingungen und Geräuschen vom Motor und vom Antriebsstrang. Darauf wird im Kapitel 3.7 noch näher eingegangen.

3.3.2 Hydrodynamische Kupplung

Die hydrodynamische Kupplung, auch als Föttinger - Kupplung bezeichnet, besteht im wesentlichen aus einem mit dem Antrieb verbundenen Pumpenrad und einem abtriebsseitigen Turbinenrad, die jeweils mit ebenen, radialen Schaufeln bestückt sind. Die Momente werden durch die Flüssigkeit übertragen, die vom Pumpenrad beschleunigt und im Turbinenrad abgebremst wird (Coriolis - Effekt). Die hydrodynamische Kupplung kann, zumindest partiell, die anfallende Verlustwärme über das Arbeitsfluid abführen.

Infolgedessen kann eine zeitlich nicht begrenzte Drehzahlwandlung realisiert werden. Abb. 3-36 zeigt die hydrodynamische Kupplung in einer Ausführung ohne Fremdkühlung.

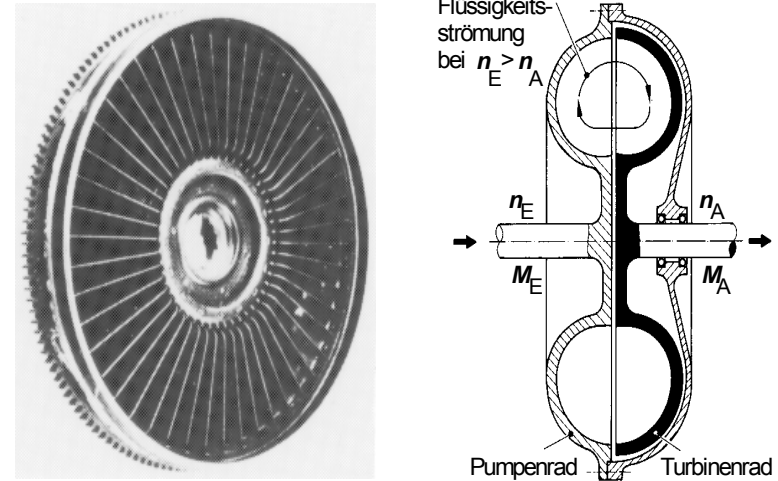


Abb. 3-36: Hydrodynamische Kupplung

Die Föttinger-Kupplung kann nur bei Schlupf ein Moment übertragen. Ist die Ausgangsdrehzahl größer als die Eingangsdrehzahl, wechseln Pumpen- und Turbinenrad ihre Funktionen.

Das übertragene Moment kann nach einem Ansatz von Föttinger mit der folgenden Formel berechnet werden:

$$M_{FK} = k \cdot \rho \cdot n_p^2 \cdot D^5 \tag{Gl. 3-18}$$

- mit:
- k = Schlupffaktor
 - ρ = Dichte des Fluids (Öl \approx 870 kg/m³)
 - n_p = Pumpendrehzahl
 - D = Kupplungsdurchmesser

Der Schlupffaktor k ist abhängig von Bauform und Kupplungsschlupf. Abb. 3-37 zeigt einen beispielhaften Verlauf.

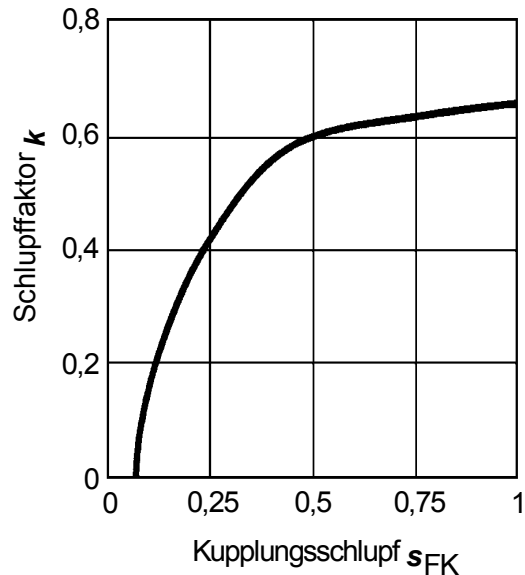


Abb. 3-37: Schlupffaktor einer Föttinger - Kupplung (Drehmoment-Schlupf-Charakteristik)

Das Zusammenspiel zwischen Verbrennungsmotor und Föttinger - Kupplung verdeutlicht Abb. 3-38.

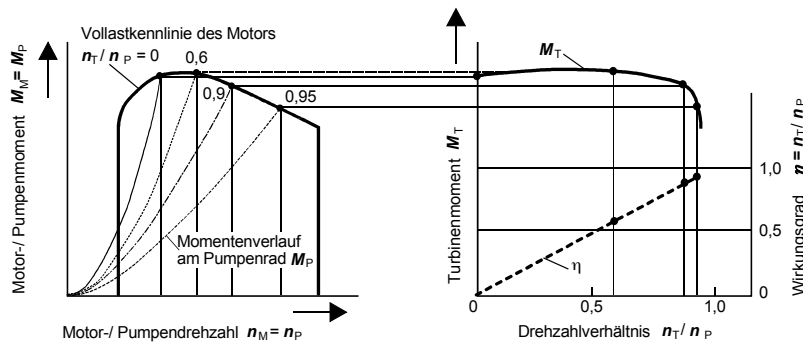


Abb. 3-38: Zusammenspiel zwischen Verbrennungsmotor und Föttinger-Kupplung (Quelle: Mitschke: „Dynamik der Kraftfahrzeuge“)

Die Pumpenkennlinien geben das vom Pumpenrad abgegebene Moment wieder. Da das Pumpenmoment vom Verbrennungsmotor bestimmt wird, ergibt sich der jeweilige Arbeitspunkt aus dem Schnittpunkt von Pumpenkennlinie und Motormoment. Damit wird die Drehzahl n_P definiert. Je nach momentan wirkender Fahrwiderstandskennlinie kann das von der Pumpe abgegebene Moment in eine Fahrgeschwindigkeit und damit in eine Turbinendrehzahl umgesetzt werden. Da sich die Pumpenkennlinie jedoch in Abhängigkeit des Druckverhältnisses zwischen Turbine und Pumpe ändert, verschiebt sich auch der Arbeitspunkt auf der Kurve des Motormomentes.

Bei stehendem Fahrzeug überträgt die Kupplung ein Moment, das sich aus dem Schnittpunkt der Pumpenkennlinie „0“ mit der Motorkennlinie ergibt. Beschleunigt das Fahrzeug, so wächst die Turbinen- bzw. Ausgangsdrehzahl n_T . Dadurch verändert sich der k-Faktor und damit die Steigung der Pumpenkennlinie. Der neue Schnittpunkt liefert das neue Kupplungsmoment. Dieser Vorgang läuft kontinuierlich ab, bis das Einkuppeln beendet und n_T/n_P konstant ist.

Darüber hinaus kann bei der Föttinger - Kupplung der Schlupf nicht Null werden, da dann kein Moment mehr übertragen werden kann. Der maximale Wirkungsgrad beträgt 98%. Hier können mechanische Überbrückungskupplungen Abhilfe schaffen, um einen Wirkungsgrad von 100% zu erreichen.

3.3.3 Visko-hydraulische Kupplung

Die visko - hydraulische Kupplung, allgemein als „Visco - Kupplung“ bezeichnet, nimmt eine Sonderstellung unter den hier behandelten Drehzahlwandlern ein. Sie wird im Kraftfahrzeug bisher nicht als Anfahr- und Schaltkupplung, sondern als selbstregelndes Achs- oder Zentraldifferential (Kapitel 3.5) bzw. als Sperre für diese Bauteile eingesetzt. In ihrer bisherigen Bauform hätte sie als Hauptkupplung auch den Nachteil, dass permanent Schlupf auftreten müsste, um ein Moment zu übertragen.

Abb. 3-39 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer visko - hydraulischen Kupplung, die im wesentlichen aus zahlreichen, axial frei beweglichen Lamellen besteht. Innen- und Außenlamellen sind jeweils mit einem Kupplungsausgang verbunden. Die Zwischenräume sind mit einer hochviskosen Flüssigkeit (im Allgemeinen Silikonöl) gefüllt. Eine Drehmomentübertragung erfolgt bei visko - hydraulischer Arbeitsweise durch die zwischen den einzelnen Lamellen wirkenden Flüssigkeitskräfte.

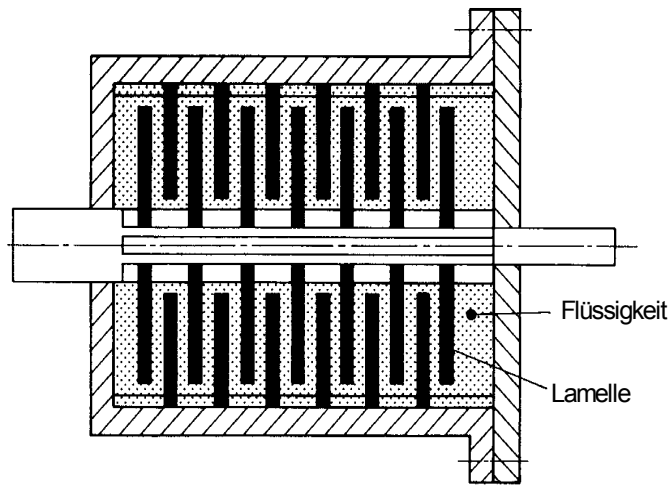


Abb. 3-39: Prinzipieller Aufbau einer visko-hydraulischen Kupplung

Die durch Scherbeanspruchung des Fluidfilms hervorgerufenen Schubspannungen gemäß dem Newton'schen Schubspannungsgesetz sind linear abhängig von der dynamischen Viskosität η_{dyn} und der auf die Filmdicke bezogenen Geschwindigkeitsdifferenz.

Auf die visko - hydraulische Kupplung angewandt, ergibt sich für das übertragbare Drehmoment:

$$M_{VK_{id}} = z_{VK} \cdot \eta_{dyn} \cdot \frac{\Delta\omega}{s} \cdot \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (r_a^4 - r_i^4) \quad \text{Gl. 3-19}$$

- mit z_{VK} = Anzahl der aktiven Flächen
- $\Delta\omega$ = Differenzgeschwindigkeit zwischen Außen- und Innenlamellen
- r_a = Außenradius
- r_i = Innenradius
- s = Spaltenweite

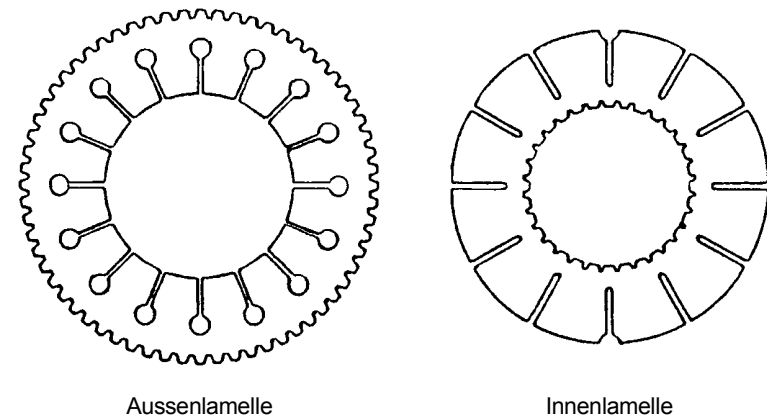
Dieser Ansatz für laminare Strömung ist bei einer visko - hydraulischen Kupplung bei glatten Lamellen in der Regel anwendbar, da die kritische Reynoldszahl infolge hoher dynamischer Viskosität kaum erreicht wird.

Durch geeignete Wahl der Parameter:

- Silikonöl
- Füllungsgrad
- Spaltbreite
- Lamellenformen

lässt sich die Momentencharakteristik einer visko - hydraulischen Kupplung in einem weiten Bereich, von fast linearem bis extrem degressivem Verlauf, über der Differenzdrehzahl variieren.

In Abb. 3-40 sind zwei verschiedene Lamellenformen einmal beispielhaft dargestellt.



Aussenlamelle

Innenlamelle

Abb. 3-40: Kupplungslamellen einer visko - hydraulischen Kupplung

Da sich die physikalischen Vorgänge in einer visko - hydraulischen Kupplung bei Verwendung geschlitzter Lamellen einer exakten Berechnung entziehen, wird der folgende, in der Praxis bewährte, allgemeine Gleichungsansatz zur mathematischen Beschreibung einer degressiven Kupplungskennlinie verwendet:

$$M_{VK} = M_0 + j \cdot \Delta n^q \quad \text{Gl. 3-20}$$

mit: M_0, j, q = kupplungsspezifische Parameter

Bei hohen Differenzdrehzahlen und längeren Schlupfphasen steigen Temperatur und Druck in der Kupplung stark an. Die Folge ist ein steiler Anstieg des übertragbaren Moments (Hump - Effekt). Dieser steile Anstieg resultiert unter anderem aus dem mechanischen Kontakt zwischen einzelnen Kupplungslamellen.

Durch den dann entstehenden Reibschluss wird das übertragbare Moment um ein vielfaches gegenüber dem visko - hydraulisch übertragbaren Moment gesteigert. Diese konstruktiv beeinflussbare Momentenzunahme bewirkt einen Selbstschutz gegen Überhitzung. Reicht das dann übertragbare Moment nicht aus, fressen i. a. die Lamellen. Die gesteigerte Wärmeeinbringung in die Kupplung überlastet die Dicht-ringe.

Abb. 3-41 zeigt schematisch den Verlauf von Moment, Druck und Temperatur bei einer konstanten Drehzahldifferenz.

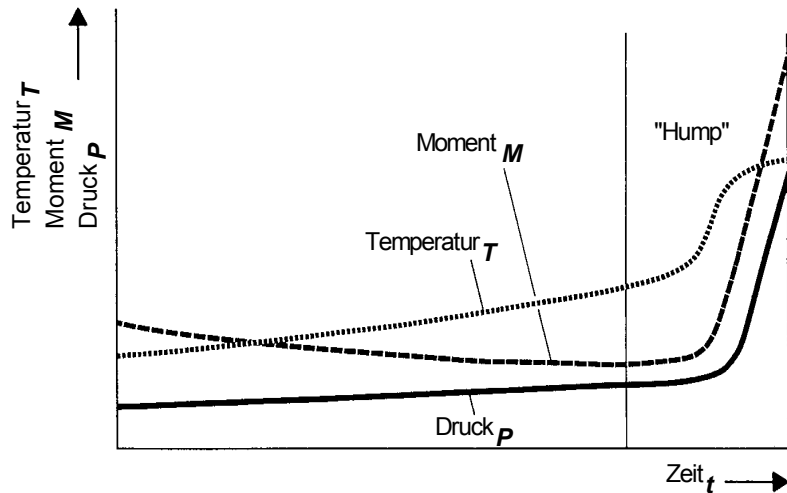


Abb. 3-41: Hump-Effekt bei visko-hydraulischen Kupplungen (GKN Viscodrive GmbH)

3.4 Drehmomentwandler (Getriebe)

Während Kupplungen nur die Drehzahl wandeln, Ausgangs- und Eingangsmoment jedoch immer gleich bleiben, sind Drehmomentwandler (Getriebe) zusätzlich in der Lage, das Abtriebsmoment gegenüber dem Antriebsmoment zu variieren. Dadurch kann die Antriebskennlinie der gewünschten Leistungshyperbel $P = \text{konst.}$ (ideale Kennlinie - vgl. Abb. 3.2-19 -, in der die gewünschten Kennlinien für Moment und Leistung aufgetragen sind) angenähert werden (Abb. 3-42).

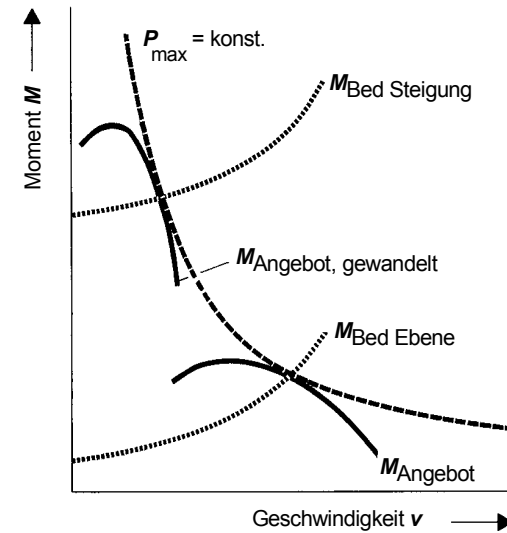


Abb. 3-42: Kennungswandlung durch einen Drehmomentwandler

Abb. 3-43 zeigt die Ein- und Ausgangsgrößen eines Getriebes. Zur Drehmoment-wandlung ist eine Momentenstütze erforderlich, die das Differenzmoment zwischen Ausgangs- und Eingangsmoment abstützt. Sie ist somit ein charakteristisches Merkmal für dieses Bauteil.

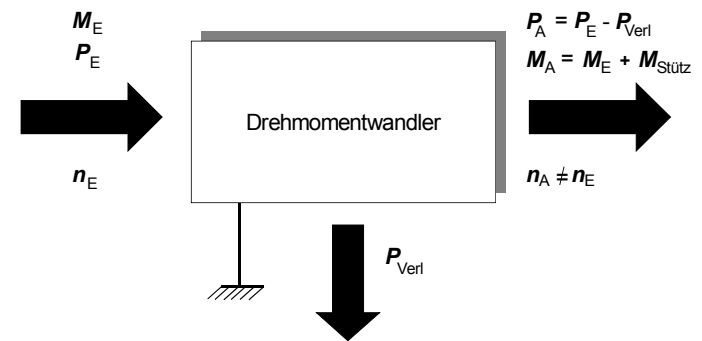


Abb. 3-43: Ein- und Ausgangsgrößen eines Drehmomentwandlers

Auch beim Drehmomentwandler steht nicht die gesamte Leistung die in das Getriebe hineingeht, für den Abtrieb zur Verfügung. Mit der Wirkungsgraddefinition

$$\eta_G = \frac{P_A}{P_E} = \frac{M_A \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_A}{M_E \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_E} = \frac{M_A \cdot n_A}{M_E \cdot n_E} \quad \text{Gl. 3-21}$$

ergibt sich die Gleichung für die Verlustleistung:

$$P_{\text{Verl}} = P_E - P_A = (1 - \eta_G) \cdot P_E \quad \text{Gl. 3-22}$$

Neben dem in heutigen Fahrzeugen überwiegend eingesetzten klassischen mechanischen Stufengetriebe existieren eine Reihe von alternativen Getriebe-konzepten. Tabelle 3-9 gibt eine Übersicht der verschiedenen Möglichkeiten der Drehmomentwandlung:

Stufengetriebe		stufenlose Getriebe		
mechanisch		mechanisch	Hydraulisch	elektrisch
nicht last-schaltbar	last-schaltbar	Umschlingungs-element Wälzkörper	hydro-statisch	
Vorgelege Planeten	Vorgelege Planeten		hydro-dynamisch	
Automatikgetriebe leistungsverzweigte Getriebe				

Tab. 3-9: Übersicht verschiedener Drehmomentwandler

3.4.1 Mechanische Stufengetriebe

Die Drehmomentwandlung mechanischer Getriebe wird durch die wirksamen Radien des Kraftangriffspunktes bestimmt.

Bei mechanischen Stufengetrieben erfolgt in der Regel die Kraft- bzw. Momentenübertragung formschlüssig durch Zahnräder. Die Kennungswandlung hängt somit vom Zähnezahlnverhältnis der sich im Eingriff befindenden Räder ab. Bedingt durch die formschlüssige Übertragung ist eine Wandlung des Antriebsdrehmoments nur in fest vorgegebenen Stufen möglich. Jede Stufe bedeutet eine definierte Übersetzung i , die sich aus dem Verhältnis von Eingangs- zu Ausgangsdrehzahl ergibt:

$$i = \frac{n_E}{n_A} = \frac{M_A}{M_E \cdot \eta_G} \quad \text{Gl. 3-23}$$

In Abb. 3-44 ist die Kennungswandlung am Beispiel eines 4-Gang-Getriebes dargestellt.

Aus dem Lieferkennfeld des Motors entstehen in diesem Fall vier Ausgangskennfelder. Dabei bleiben zwischen den Getriebekennfeldern und der Leistungshyperbel für $P = \text{konst.}$ Lücken, die nicht angefahren werden können.

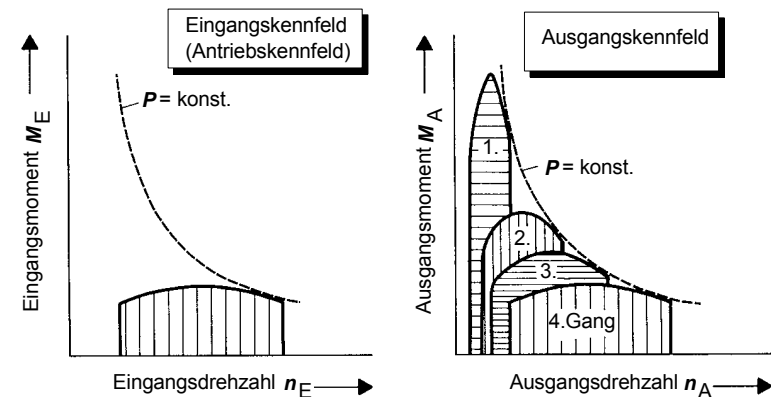


Abb. 3-44: Wandlung eines Antriebsmomentenkennfeldes durch ein Vierganggetriebe

Ein Stufen-Getriebe soll so ausgelegt sein, dass sich diese Getriebelücken möglichst wenig störend auf den Fahrbetrieb auswirken. Dies kann durch Erhöhung der Stufenanzahl oder geeignete Wahl der einzelnen Übersetzungen erreicht werden.

Die erforderliche Kennungswandlung zwischen Motor und angetriebenen Rädern erfolgt bei heutigen Fahrzeugen in der Regel in mehreren Stationen. Dem Schaltgetriebe als Drehmomentwandler mit variabler Übersetzung ist ein Wandler mit fester Übersetzung, der Achsübersetzung, nachgeschaltet.

Bei Nutzfahrzeugen kann das Getriebe mit variabler Übersetzung zudem in die Komponenten Hauptschaltgruppe und Vor- oder Nachschaltgruppe aufgeteilt werden. Der Achsübersetzung kann sich eine zusätzliche Radübersetzung durch ein Planetengetriebe in der Nabe anschließen.

Abb. 3-45 zeigt schematisch die Anordnung der einzelnen Wandlungskomponenten für Pkw und Nkw.

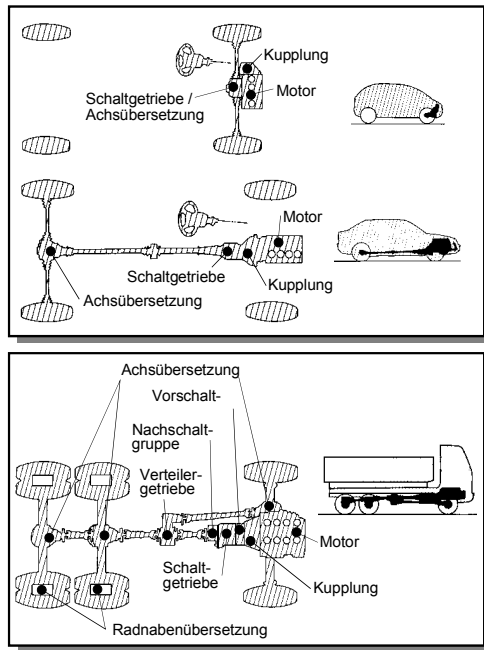


Abb. 3-45: Wandlungskomponenten von Pkw und Nkw

Geht man von der üblichen Anordnung mit Stufengetriebe und Antriebsachsgetriebe (Vorder- oder Hinterachse) aus, so ergibt sich zwischen der Motordrehzahl n_{Mot} und der Drehzahl der angetriebenen Räder n_R der Zusammenhang:

$$n_R = \frac{n_{Mot}}{i_G \cdot i_{h(v)}} \quad \text{Gl. 3-24}$$

Dabei bezeichnet i_G die Schaltgetriebeübersetzung und $i_{h(v)}$ die Achsübersetzung der angetriebenen Hinter- bzw. Vorderachse.

Somit erhält man für die Fahrzeuggeschwindigkeit v :

$$v = \frac{n_{Mot} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}}{i_G \cdot i_{h(v)}} \quad \text{Gl. 3-25}$$

Abb. 3-46 gibt diesen linearen Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit und Antriebsdrehzahl anhand eines Diagramms für verschiedene Stufenübersetzungen wieder.

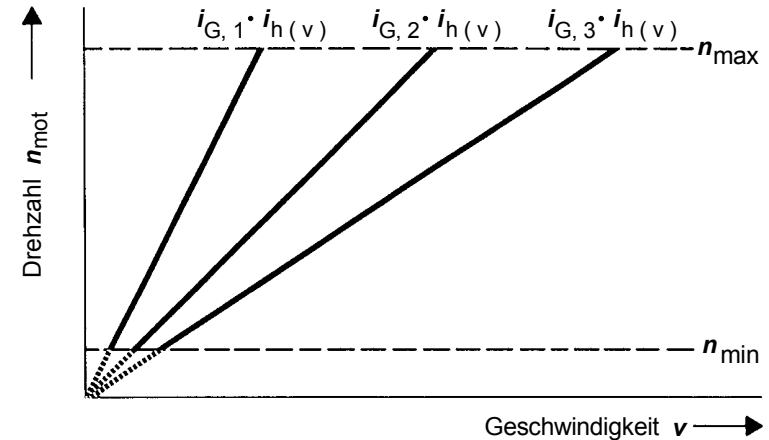


Abb. 3-46: Zusammenhang zwischen Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Übersetzungen

3.4.1.1 Getriebeauslegung

Die Größe der einzelnen Übersetzungsstufen hängt von unterschiedlichen Kriterien ab. Der größte Gang (der Gang mit der kleinsten Übersetzung) wird in der Regel im Hinblick auf die erreichbare Fahrzeughöchstgeschwindigkeit ausgelegt (Kapitel 4.1). Dazu wird die Antriebsachsübersetzung so festgelegt, dass der Gang, der im Fahrbetrieb im statistischen Mittel am häufigsten benutzt wird, als direkter Gang ($i=1$) ausgeführt werden kann, d.h. Ein- und Ausgang des Stufengetriebes werden mittels einer formschlüssigen Kupplung direkt miteinander verbunden, sofern dies durch die Getriebebauart möglich ist. Aufgrund des direkten Durchtriebs sinken die mechanischen Verluste auf ein Minimum.

Die Übersetzung des kleinsten Gangs ist vorgegeben durch das gewünschte, maximale Drehmomentangebot an der Antriebsachse - z.B. für die Steigfähigkeit des Fahrzeugs - und die minimal mögliche Fahrgeschwindigkeit bei eingerückter Kupplung.

Bei der Wahl der Zwischengangübersetzungen ist zunächst das Stabilitätskriterium zu berücksichtigen (Abb. 3-47).

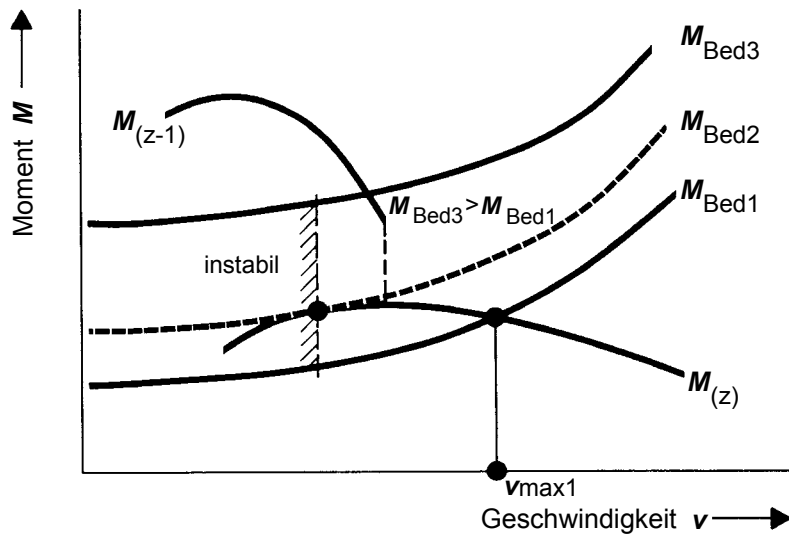


Abb. 3-47: Übersetzungsstufen für stabilen Fahrzustand

Dabei ist sicherzustellen, dass die Getriebeabstufung so gewählt wird, dass - im Grenzfall - bei Erreichen des maximalen Drehmoments auf der Motorkennlinie im Gang (z) ein Einlegen des nächstkleineren Gangs (z-1) möglich ist, ohne die zulässige Höchstdrehzahl n_{zul} des Motors zu überschreiten.

Bewegt sich ein Fahrzeug beispielsweise mit der im Gang (z) maximal möglichen Geschwindigkeit v_{max1} (Schnittpunkt der Bedarfslinie M_{Bed1} mit dem Angebotsverlauf $M_{(z)}$), so kann bei einer Erhöhung des Bedarfsmoments - z.B. an einer Steigung - durch Sinken der Motordrehzahl ein höheres Motormoment zur Deckung des Bedarfs bereitgestellt werden.

Übersteigt das Bedarfsmoment das maximal verfügbare Moment am Rad, sollte ein Wechsel in den nächstkleineren Gang (z-1) möglich sein, bevor am Berührungspunkt der Lieferkennung $M_{(z)}$ mit der Bedarfskennung M_{Bed2} der instabile Bereich beginnt, in dem bei sinkender Drehzahl durch gleichzeitig sinkendes Drehmomentangebot der Drehzahl- bzw. Geschwindigkeitsabfall beschleunigt wird.

Die Stabilitätsbedingung lautet somit:

$$v_{Mmax(z)} \leq v_{nzul(z-1)} \tag{Gl. 3-26}$$

Für das Verhältnis der Übersetzungen i zweier benachbarter Gänge (z) und (z-1), den sogenannten Stufensprung α_G , gilt:

$$\alpha_G = \frac{i_{(z-1)}}{i_{(z)}} \quad \left(= \frac{n_{(z-1)}}{n_{(z)}} \text{ für } v = \text{konst.} \right) \tag{Gl. 3-27}$$

Der maximal mögliche Stufensprung ergibt sich aus der Stabilitätsbedingung:

$$\alpha_{Gmax} = \frac{n_{zul}}{n_{Mmax}} \tag{Gl. 3-28}$$

Bei Motoren, die schon bei niedrigen Drehzahlen ihr maximales Motormoment erreichen, kann somit ein großer Stufensprung und dadurch eine geringe Gangzahl realisiert werden. Bei heutigen Fahrzeugantrieben (Kolbenmotoren mit innerer Verbrennung) liegt α_{Gmax} im Bereich von 1,5 bis 2. Wenn man davon ausgeht, dass die maximale Drehzahl nur geringfügig über der Nenn Drehzahl liegt, entspricht dieser Wert in etwa der Drehzahlelastizität (s. Kapitel 3.2.7.1). Daraus kann man umgekehrt ableiten, dass Motoren mit hoher Drehzahlelastizität große Stufensprünge und damit eine geringe Anzahl von Gängen ermöglichen.

Zu berücksichtigen ist aber, dass bei stark motorisierten Pkw das Stabilitätskriterium nur geringe Bedeutung besitzt, und dass es bei Nfz oft wünschenswert ist, wesentlich engere Stufungen zu wählen.

Zur Berechnung der Abstufung von Zwischengängen gibt es zwei formale Methoden, die nach der Art der Stufung benannt sind:

- geometrische Auslegung
- progressive Auslegung

- Geometrische Auslegung

Bei der geometrischen Auslegung ist der Drehzahlsprung beim Schalten in allen Gängen konstant. Daraus resultiert das in Abb. 3-48 dargestellte Drehzahl-Geschwindigkeits-Diagramm.

Die Schaltdrehzahl n_u , bei der ein Wechsel in den nächstkleineren Gang auf die Maximaldrehzahl n_{zul} erfolgen kann, ist also für alle Getriebestufen gleich.

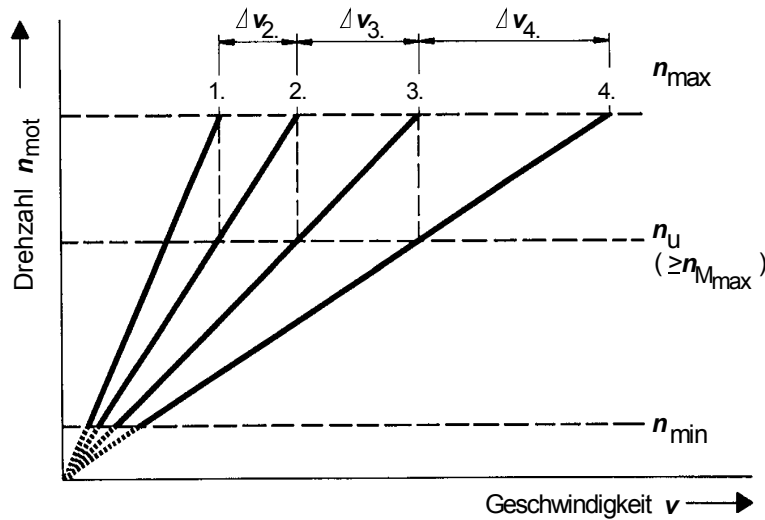


Abb. 3-48: Drehzahl-Geschwindigkeitsdiagramm für geometrische Getriebestufung

Aus

$$\alpha_G = \frac{i_{(z-1)}}{i_{(z)}} = \frac{i_{(z-2)}}{i_{(z-1)}} = \frac{i_{(z-3)}}{i_{(z-2)}} = \dots \quad \text{Gl. 3-29}$$

und

$$i_{(z)} = \frac{n_{zul} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}}{i_{h(v)} \cdot v_{zul(z)}} \quad \text{Gl. 3-30}$$

folgt

$$\alpha_G = \frac{v_{zul(z)}}{v_{zul(z-1)}} = \frac{v_{zul(z-1)}}{v_{zul(z-2)}} = \dots \quad \text{Gl. 3-31}$$

Mit Hilfe des Strahlensatzes ergibt sich aus Abb. 3-48:

$$\frac{v_{zul(z)}}{v_{zul(z-1)}} = \frac{n_{zul}}{n_u} = \text{konst.} \quad \text{Gl. 3-32}$$

Für den Stufensprung des geometrisch gestuften Getriebes gilt also:

$$\alpha_G = \frac{n_{zul}}{n_u} = \text{konst.} \quad (\leq \alpha_{Gmax}) \quad \text{Gl. 3-33}$$

Der Stufensprung α_G bleibt also beim Schalten aus allen Gängen gleich. Seine Größe lässt sich bei einem Getriebe mit z Schaltstufen mit dem Gesamtstufensprung α_{Gges} - auch Stellbereich oder Spreizung des Getriebes genannt - bestimmen.

$$\alpha_{Gges} = \frac{i_1}{i_{(z)}} = \frac{i_1}{i_2} \cdot \frac{i_2}{i_3} \cdot \dots \cdot \frac{i_{(z-1)}}{i_{(z)}} = \alpha_G \cdot \alpha_G \cdot \dots \cdot \alpha_G = \alpha_G^{(z-1)} \quad \text{Gl. 3-34}$$

Der Stufensprung ergibt sich daraus zu:

$$\alpha_G = \sqrt[z-1]{\alpha_{Gges}} = \sqrt[z-1]{\frac{i_1}{i_{(z)}}} \quad \text{Gl. 3-35}$$

Ausgehend von der Übersetzung des größten Ganges $i_{(z)}$ ergeben sich die übrigen Übersetzungen nach dem Bildungsgesetz einer geometrischen Folge:

$$i_{(z-1)} = i_{(z)} \cdot \alpha_G \quad \text{Gl. 3-36}$$

$$i_{(z-2)} = i_{(z-1)} \cdot \alpha_G = i_{(z)} \cdot \alpha_G^2 \quad \text{Gl. 3-37}$$

$$i_{(z-3)} = i_{(z-2)} \cdot \alpha_G = i_{(z)} \cdot \alpha_G^3 \quad \text{usw.} \quad \text{Gl. 3-38}$$

Während die Differenz Δn zwischen zulässiger Maximaldrehzahl n_{zul} und Schalt-drehzahl n_u konstant bleibt, wird die Differenz der Höchstgeschwindigkeiten benach-barter Gangstufen Δv mit sinkender Übersetzung bzw. ansteigender Gangnummer größer:

$$\Delta v = \frac{\Delta n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}}{i_{h(v)} \cdot i_G} \quad \text{Gl. 3-39}$$

Abb. 3-49 zeigt schematisch das Momentenlieferkennfeld eines Kolbenmotors, gekoppelt mit einem geometrisch gestuften Vierganggetriebe. Die Lücken zwischen dem Drehmomentangebot zweier benachbarter Gänge und der Leistungshyperbel der maximalen Motorleistung, die nicht als Betriebspunkte angefahren werden können, sind bei allen Gangpaarungen gleich groß.

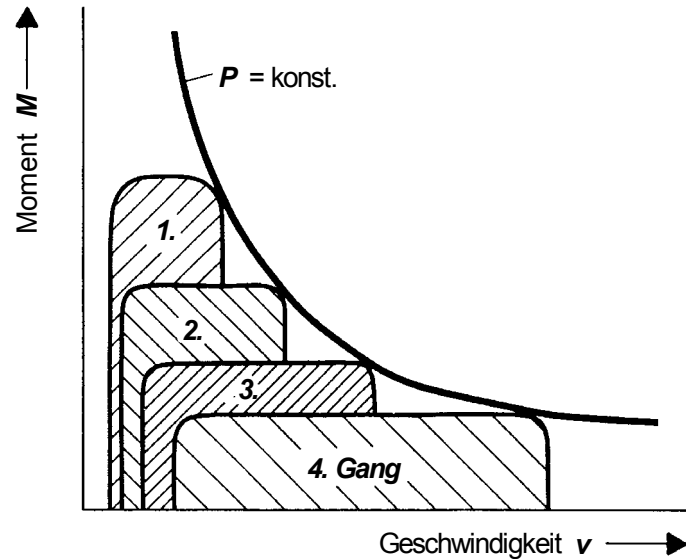


Abb. 3-49: Drehmomentangebot bei geometrischer Getriebebestufung

Die geometrische Getriebebestufung ist bei Nutzfahrzeugen verbreitet, da wegen des vergleichsweise ungünstigen Leistungsgewichts alle Geschwindigkeitsbereiche bei der Getriebeauslegung gleichermaßen berücksichtigt werden müssen.

- Progressive Auslegung

Bei Pkw-Motoren mit ihrer relativ hohen Drehzahl bei maximalem Moment würde eine geometrische Getriebeauslegung zu

- einer dem Fahrkomfort abträglichen, unverträglich hohen Gangzahl oder
- einem zu niedrigen Gesamtstufensprung, also zu kleinem Anfahrmoment oder
- einer niedrigen Höchstgeschwindigkeit führen.

Bei heutigen Pkw-Getrieben ist deshalb eine progressive Auslegung üblich. Das zugehörige Drehzahl-Geschwindigkeitsdiagramm zeigt Abb. 3-50.

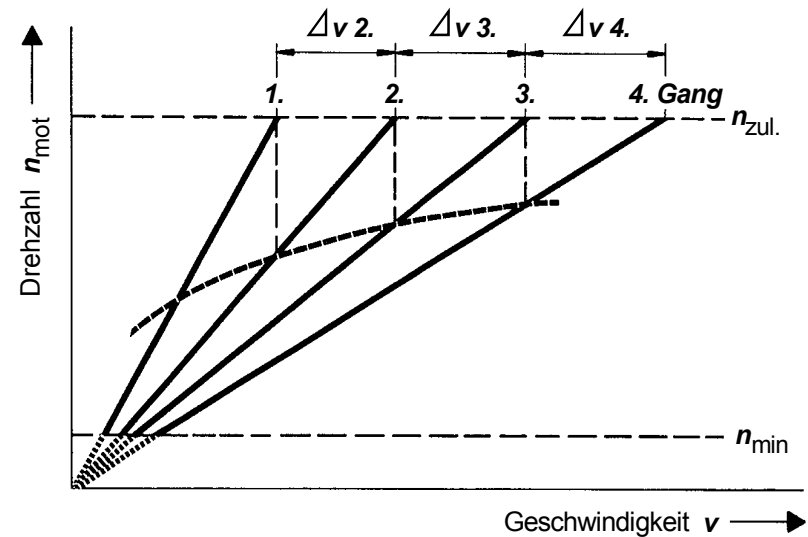


Abb. 3-50: Drehzahl-Geschwindigkeitsdiagramm für progressive Getriebebestufung

Kennzeichen der progressiven Getriebeabstufung ist die mit größer werdendem Gang abnehmende Drehzahlspanne Δn zwischen Höchstdrehzahl und zugehöriger Schaltdrehzahl bei gleichzeitig geringen Differenzen der Höchstgeschwindigkeitsänderung Δv_i zwischen benachbarten Gängen.

Somit werden die Kennfeldlücken, verglichen mit der geometrischen Auslegung, im oberen Geschwindigkeitsbereich verkleinert, im unteren vergrößert (Abb. 3-51).

Im unteren Geschwindigkeitsbereich können beim Pkw größere Getriebeabstände wegen der hier infolge geringer Fahrwiderstände hohen verfügbaren Überschussleistung und der niedrigen Leistungsmasse toleriert werden.

Der Stufensprung eines progressiv gestuften Getriebes mit z Gängen wird aus den Faktoren α_{G1} und α_{G2} gebildet:

$$\alpha_G = \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^n \tag{Gl. 3-40}$$

mit: $\alpha_{G2} > 1; n = 0, 1, 2, 3, \dots, (z - 2)$

α_{G1} und α_{G2} sind Konstanten, während der Exponent n von der jeweiligen Stufe abhängt.

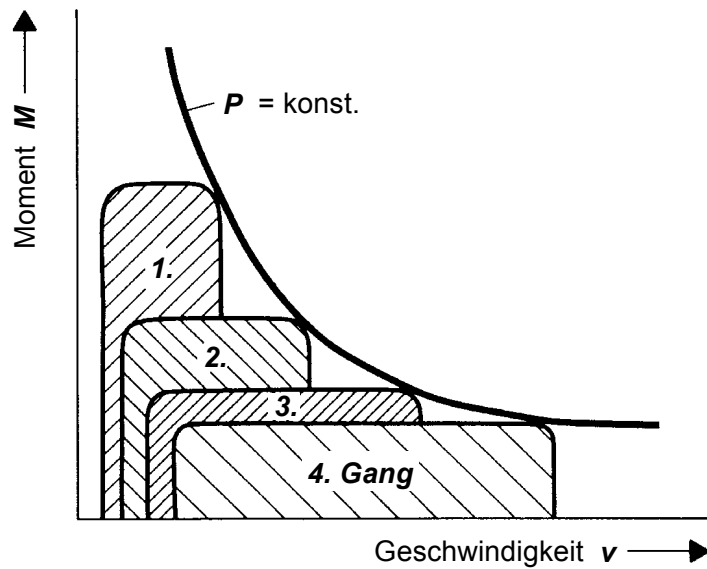


Abb. 3-51: Drehmomentangebot bei progressiver Getriebebestufung

Für ein progressiv ausgelegtes Fünfganggetriebe ergeben sich beispielsweise die folgenden Einzelstufensprünge:

Gang	Stufensprung	
5 → 4	$\alpha_{G(z) \rightarrow (z-1)} = \frac{i_{(z-1)}}{i_{(z)}} = \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^0$	Gl. 3-41a
4 → 3	$\alpha_{G(z-1) \rightarrow (z-2)} = \frac{i_{(z-2)}}{i_{(z-1)}} = \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^1$	Gl. 3-41b
3 → 2	$\alpha_{G(z-2) \rightarrow (z-3)} = \frac{i_{(z-3)}}{i_{(z-2)}} = \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^2$	Gl. 3-41c
2 → 1	$\alpha_{G(z-3) \rightarrow (z-4)} = \frac{i_{(z-4)}}{i_{(z-3)}} = \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^3$	Gl. 3-41d

Daraus folgt für die Übersetzungen der einzelnen Gänge:

$$i_{(z-1)} = i_{(z)} \cdot \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^0 = i_{(z)} \cdot \alpha_{G1} \quad \text{Gl. 3-42a}$$

$$i_{(z-2)} = i_{(z-1)} \cdot \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^1 = i_{(z)} \cdot \alpha_{G1}^2 \cdot \alpha_{G2} \quad \text{Gl. 3-42b}$$

$$i_{(z-3)} = i_{(z-2)} \cdot \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^2 = i_{(z)} \cdot \alpha_{G1}^3 \cdot \alpha_{G2}^3 \quad \text{Gl. 3-42c}$$

$$i_{(z-4)} = i_{(z-3)} \cdot \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^3 = i_{(z)} \cdot \alpha_{G1}^4 \cdot \alpha_{G2}^6 \quad \text{Gl. 3-42d}$$

Das entspricht dem Bildungsgesetz:

$$i_{(x)} = i_{(z)} \cdot \alpha_{G1}^{(z-x)} \cdot \alpha_{G2}^{0,5 \cdot (z-x) \cdot (z-x-1)} \quad \text{Gl. 3-43}$$

mit $x = \text{Gangnummer}$
 $z = \text{Ganganzahl}$

Für den Gesamtstufensprung ergibt sich allgemein:

$$\alpha_{G\text{ges}} = \frac{i_1}{i_z} = \alpha_{G1}^{(z-1)} \cdot \alpha_{G2}^{0,5 \cdot (z-1) \cdot (z-2)} \quad \text{Gl. 3-44}$$

3.4.1.2 Getriebebauformen

Grundsätzlich sind zwei Bauformen für mechanische Stufengetriebe zu unterscheiden:

- Zweiwellengetriebe
- Umlaufgetriebe (Planetengertriebe)

- Zweiwellengetriebe

Zweiwellengetriebe, auch als Vorgelegegetriebe bezeichnet, ist der Sammelbegriff für alle Stufengetriebearten der klassischen Bauform. Hierbei erfolgt die Momentenübertragung der nichtdirekten Gangstufen über außenverzahnte Stirnradpaare auf zwei parallelen Wellen.

Die Stirnradpaare für die Vorwärtsgänge befinden sich ständig im Eingriff miteinander. Sie bestehen aus dem mit einer Welle verbundenen Festzahnrad und einem Loszahnrad, das drehbar, jedoch axial nicht verschiebbar, auf der zweiten

Welle gelagert ist. Formschlüssige Kuppel­elemente stellen bei Bedarf eine feste Verbindung zwischen Welle und Loszahnrad her.

Zweiwellengetriebe lassen sich nach der Lage der Getriebeein- und -ausgangswelle einteilen in:

- koaxiale Zweiwellengetriebe
- deaxiale Zweiwellengetriebe

- Koaxiale Zweiwellengetriebe

Bei standardgetriebenen Kraftfahrzeugen (Frontmotor mit angetriebener Hinterachse) ist das Zweiwellengetriebe in koaxialer Bauweise die vorherrschende Bauform bei den mechanischen Stufengetrieben. Ihr Kennzeichen ist die koaxiale Lage von Ein- und Ausgangswelle, die im direkten Gang üblicherweise starr verbunden werden können. Der Kraftfluss der übrigen Gänge führt über eine Vorgelegewelle (Abb. 3-52).

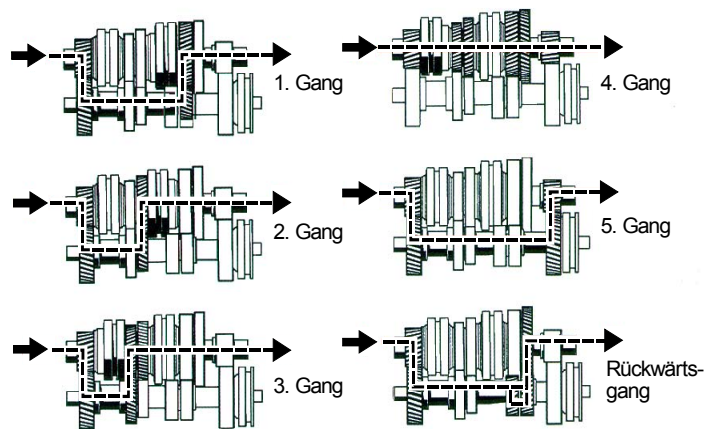


Abb. 3-52: Aufbau und Kraftfluss eines koaxialen Zweiwellengetriebes
(Quelle: mot - Spezial, Antrieb)

In der Regel ist das koaxiale Vorgelegegetriebe mit der Kupplungsglocke direkt am Motor angeflanscht, der Abtrieb erfolgt über die Kardanwelle. Dies führt zu einer ungünstigen Achslastverteilung, weshalb bei manchen Fahrzeugen das Getriebe an

der Hinterachse liegt (Transaxle - Anordnung). Die Kardanwelle rotiert dabei mit Motordrehzahl.

Abb. 3-53 zeigt ein ausgeführtes Beispiel für ein koaxiales 5-Gang-Pkw-Getriebe.

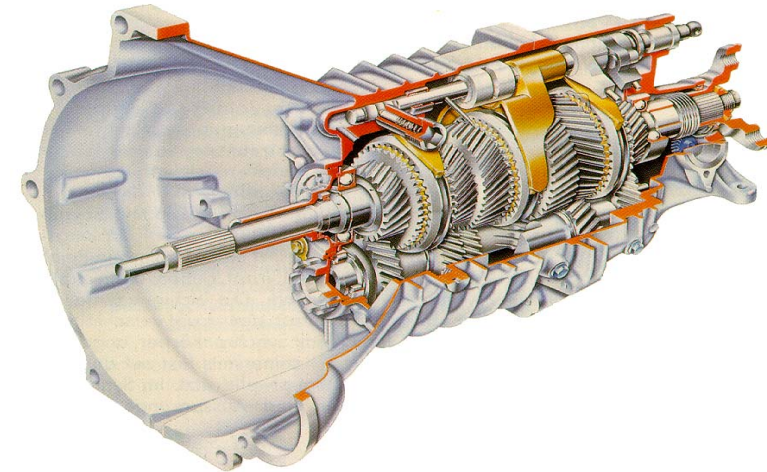


Abb. 3-53: 5-Gang-Schaltgetriebe (Ford)

- Deaxiale Zweiwellengetriebe

Beim Zweiwellengetriebe für Kraftfahrzeuge mit Frontantrieb - oder Heckantrieb bei Heckmotor - sind Getriebeeingang und -ausgang achsversetzt sowie -in der Regel- an der gleichen Getriebeseite angeordnet. Unmittelbar an den Ausgang schließt sich das ins Getriebegehäuse integrierte Achsgetriebe an. Aus dem Funktionsschema in Abb. 3-54 wird der Kraftfluss in Zweiwellengetrieben der deaxialen Bauart deutlich. Der Kraftfluss läuft hier in jedem Gang über ein Zahnradpaar. Vorteilhaft ist ein derartiges Getriebe für Frontantriebsfahrzeuge dennoch, da stets ein Achsversatz zwischen der Kurbelwellenlage und der Lage der Antriebswellen zu überbrücken ist.

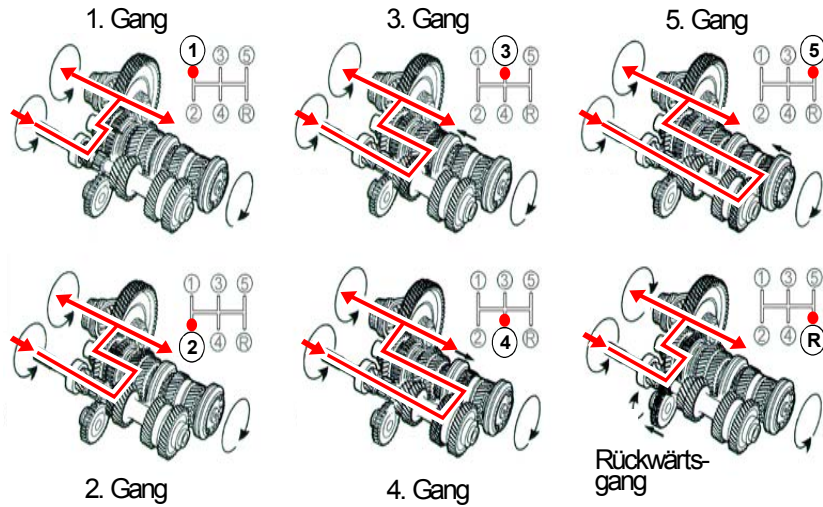


Abb. 3-54: Aufbau und Kraftfluss eines deaxialen Zweiwellengetriebes (Quelle: mot - Spezial, Antrieb)

Abb. 3-55 zeigt ein ausgeführtes Beispiel eines deaxialen Zweiwellengetriebes bei Frontantrieb und querliegendem Motor.

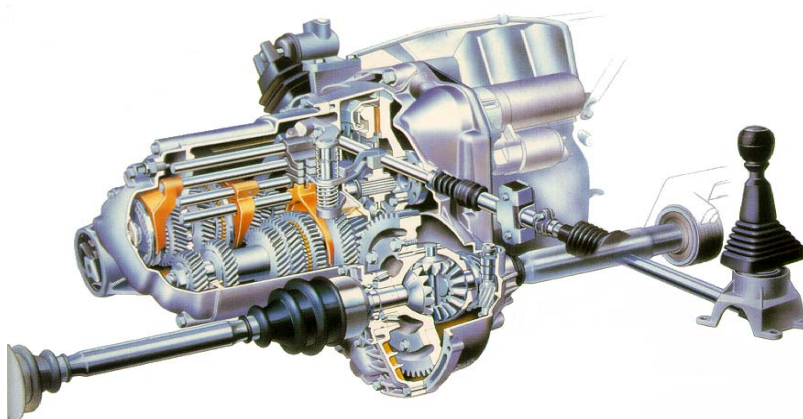


Abb. 3-55: deaxiales 5-Gang-Schaltgetriebe (Saab)

- Schaltvorgang

Das Einlegen der verschiedenen Gänge erfolgt bei Zweiwellengetrieben mit Hilfe geeigneter Schaltkuppelittel. Dabei unterscheidet man:

- formschlüssige Schaltkuppelittel und
- kraftschlüssige Schaltkuppelittel

Der Gangwechsel in Schaltgetrieben erfolgt über Schaltstangen, die durch Verschieben von Muffen eine formschlüssige Verbindung zwischen Zahnrad und Welle herstellen. Hierzu ist eine Drehzahlgleichheit von Welle und Zahnrad erforderlich. Lange Zeit waren sogenannte unsynchronisierte Getriebe üblich, bei denen diese Drehzahlgleichheit vom Fahrer durch Zwischengas und Zwischenkuppeln hergestellt werden musste. Die richtige Bedienung unsynchronisierter Getriebe erfordert aber ein gewisses Geschick, so dass diese heute nur noch vereinzelt bei Lkw verwendet werden. Um bei einfacher Bedienung hohe Schaltgeschwindigkeiten, geringe Geräuschbildung und geringen Verschleiß zu realisieren, werden die Vorwärtsgänge von Stufengetrieben synchronisiert, indem kraftschlüssig die Drehzahlgleichheit der beim Schalten miteinander zu verbindenden Drehteile erzwungen wird. Abb. 3-56 zeigt eine Sperrsynchronisation.

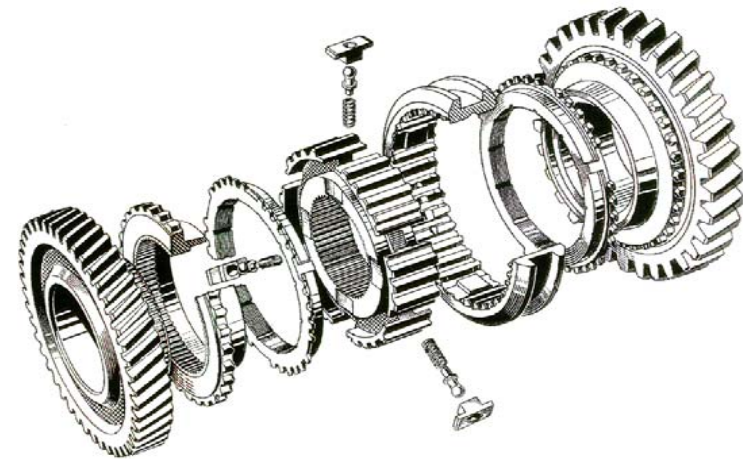


Abb. 3-56: Innenkonus-Sperrsynchronisation (ZF)

Abb. 3-57 zeigt das Funktionsprinzip der Sperrsynchroisation.

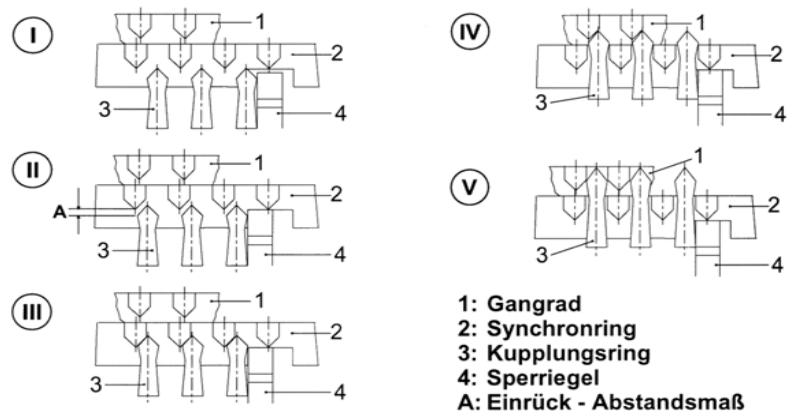


Abb. 3-57: Funktionsprinzip der Sperrsynchroisation (Kalkert)

Punkt I:

Infolge der Schaltkraft bewegt sich der Kupplungsring (3) samt Sperrriegel (4) aus der Neutralstellung in Richtung des zu schaltenden Ganges. Die Schaltspiele werden zu Null.

Punkt II:

Über die Sperrriegel und die Synchronfeder werden der Synchronring und das Gangrad belastet (Vorsynchronisation).

Die Konuskupplung tritt in Funktion, wodurch sich der Synchronring (2) in die Sperrausgangsstellung bewegt. Das Einrückmaß (A) wird durchlaufen. Bisher ist noch keine wesentliche Schaltkraft zu messen.

Punkt III:

Nachdem das Einrückmaß durchfahren wurde, treffen die Dachschrägen der Synchron- und Kupplungsverzahnung (Schiebemuffe) aufeinander und die Schaltkraft steigt rasch an. Die Hauptsynchronisation setzt ein.

Als Folge der Schaltkraft bilden sich folgende Momente an den Synchronelementen:

- das Synchronisiermoment zwischen Gangradkonus und Synchronring,
- das Sperrmoment zwischen den Dachschrägen von Synchronring und Schiebemuffe
- das Abstützmoment zwischen Synchronring und Sperrriegel.

Während der Hauptsynchronisation ist das Synchronmoment größer als das Sperrmoment, ein vorzeitiges Durchschalten wird verhindert. Während dieser Phase stellt sich keine Axialverschiebung des Kupplungsringes ein.

Punkt IV:

Ist die Synchrondrehzahl erreicht, d.h. Kupplungsring (3) und Gangrad (1) haben gleiche Drehzahl, kann der Kupplungsring über die Dachschrägen den Synchronring (2) verdrehen. Jetzt kann die Verzahnung des Kupplungsringes den Synchronring passieren.

Punkt V:

In der letzten Phase wird eine formschlüssige Verbindung mit dem synchronisierten Gang hergestellt.

Der Schaltvorgang ist durch das Schließen der Hauptkupplung abgeschlossen.

Der Vorgang der Synchronisation braucht jedoch eine gewisse Zeit. Um diese, allein durch die Synchronisation bedingte, Schaltzeit zu verkürzen, wurde bei Porsche viele Jahren am sog. "Doppelkupplungsgetriebe" gearbeitet, das lastschaltbar ausgeführt werden kann. Wird in einem Gang gefahren, so kann der nächst höhere oder niedrigere Gang bereits geschaltet werden. Der eigentliche Gangwechsel erfolgt dann durch Öffnen einer Kupplung und durch gleichzeitiges Schließen der zweiten Kupplung. Das bedeutet der Gangwechsel erfolgt hier kraftschlüssig. Abb. 3-58 zeigt beispielhaft dazu den Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes in deaxialer Bauweise.

Die 2. Kupplung ist über eine Hohlwelle mit den Zahnrädern der Gänge 2 und 4, die 1. Kupplung über die Innenwelle mit denen der Gänge 1, 3 und 5 verbunden; so können immer zwei benachbarte Gänge gleichzeitig formschlüssig eingelegt sein. Ein Schalten zwischen Gängen auf einer Welle ist, wie beim normalen Zweiwellengetriebe, nur mit Zugkraftunterbrechung möglich.

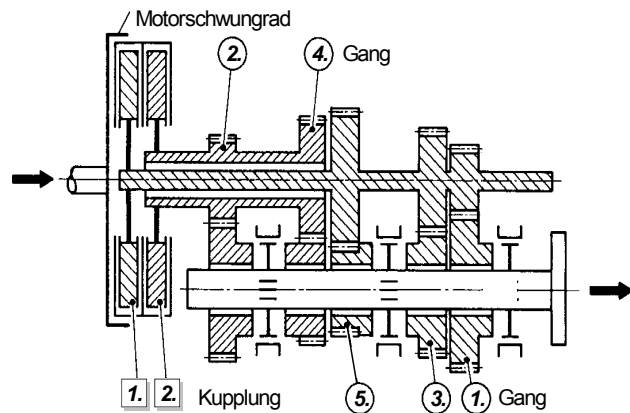


Abb. 3-58: 5-Gang-Doppelkupplungsgetriebe (Porsche)

Um ein derartiges Getriebe ausreichend schnell und komfortabel fahren zu können, ist eine elektronische Regelung zur Kupplungssteuerung und zum Gangwechsel erforderlich. Auf diese Regelung kann der Fahrer, sofern er will, noch von außen einwirken.

- Umlaufgetriebe (Planetengetriebe)

Umlaufgetriebe sind gekennzeichnet durch mindestens drei koaxiale Zentralwellen, die sich über Zahnräder ständig im Eingriff befinden. Abb. 3-59 zeigt eine Möglichkeit der Zahnradanordnung eines Umlaufgetriebes mit drei Zentralwellen.

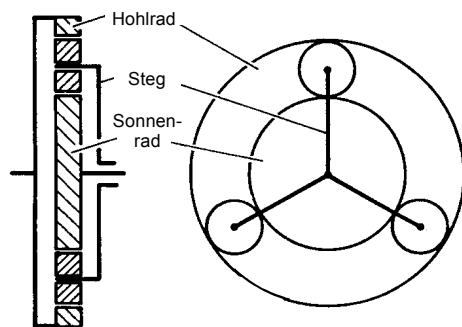


Abb. 3-59: Umlaufgetriebe

Zwei der drei beteiligten Wellen sind mit Zentralrädern - dem Sonnenrad und dem Hohlrad - verbunden, die dritte ist an einen Steg gekoppelt, in dem die mit beiden Zentralrädern kämmenden, sogenannten Planetenräder gelagert sind. Aufgrund der geringen Baulänge, der einfachen Zahnräder und der in einer Ebene liegenden Lastangriffspunkte wird, wenn möglich, diese Bauform gewählt. Diese Bauform eines Umlaufgetriebes wird Stirnrad-Planetengetriebe genannt.

Kenngröße eines Umlaufgetriebes ist die Standübersetzung i_0 , die sich aus dem Radienverhältnis von Hohlrad und Sonnenrad ergibt:

$$i_0 = \frac{r_H}{r_S} \tag{Gl. 3-45}$$

Die Drehzahlverhältnisse eines Planetensatzes ergeben sich aus der Grundgleichung für Umlaufgetriebe:

$$\omega_{St} \cdot (1 + i_0) = \omega_H \cdot i_0 + \omega_S \tag{Gl. 3-46}$$

mit:

- ω_{St} = Winkelgeschwindigkeit des Stegs
- ω_H = Winkelgeschwindigkeit des Hohlrades
- ω_S = Winkelgeschwindigkeit des Sonnenrades
- i_0 = Standübersetzung

Zur Ermittlung der Momentenverhältnisse zeigt Abb. 3-60 die Kräfte an einem Planetenrad in einem konstanten Bewegungszustand.

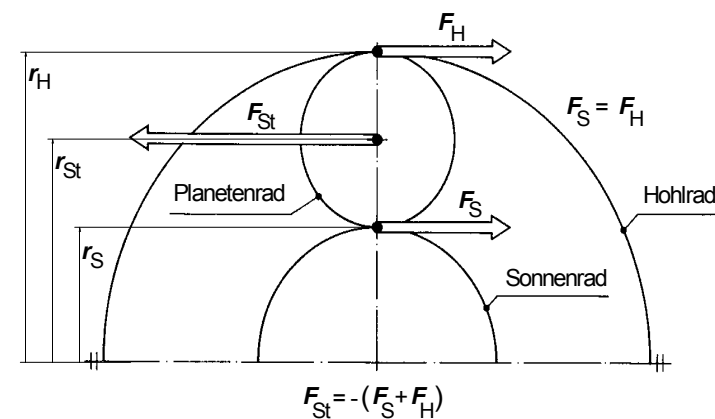


Abb. 3-60: Kräfteplan am Planetenrad

Die Kräfte- und Momentenbilanz am Planetenrad ergibt:

$$F_{St} = -(F_S + F_H) \quad \text{Gl. 3-47}$$

$$F_S = F_H \quad \text{Gl. 3-48}$$

mit: $M_H = F_H \cdot r_H \quad M_S = F_S \cdot r_S \quad M_{St} = F_{St} \cdot r_{St}$

ergibt sich betragsmäßig:

$$\frac{M_H}{M_S} = \frac{F_H \cdot r_H}{F_S \cdot r_S} = i_0 \quad \text{Gl. 3-49a}$$

Da gilt: $r_{St} = \frac{r_S + r_H}{2}$

lassen sich die übrigen Momentenverhältnisse analog berechnen:

$$\frac{M_{St}}{M_H} = \frac{1}{i_0} + 1 \quad \text{Gl. 3-49b}$$

$$\frac{M_{St}}{M_S} = 1 + i_0 \quad \text{Gl. 3-49c}$$

Somit sind, lässt man die bei der Momentenübertragung auftretenden Verluste unberücksichtigt, die Verhältnisse der Drehmomente an den drei Zentralwellen allein mit den geometrischen Daten des Planetensatzes eindeutig bestimmbar.

Aus der Gleichgewichtsbedingung $\Sigma M = 0$ ergibt sich

$$M_{St} = -(M_S + M_H) \quad \text{Gl. 3-50}$$

Die Drehmomente werden also aufgeteilt bzw. zusammengeführt, wobei die Richtung des Stegmoments M_{St} der der gleichgerichteten Drehmomente M_S und M_H entgegengesetzt ist. Laufen alle Wellen mit gleichem Drehsinn um, gilt entsprechendes für die Leistungen in einem Planetengetriebe.

Im Gegensatz zu üblichen Stufengetrieben haben freilaufende Umlaufgetriebe keine freien Lagerkräfte. Wird jedoch eine Welle festgebremst, so entspricht diese einer Drehmomentstütze. Die beiden anderen Wellen laufen in einem festen - mit Hilfe der Grundgleichung bestimmaren - Drehzahlverhältnis zueinander. Durch unterschiedliche Kopplung der einzelnen Zentralwellen mit Antrieb, Abtrieb und feststehendem Getriebegehäuse ermöglicht ein Planetensatz sechs verschiedene Übersetzungen, davon zwei mit Richtungsumkehr von An- und Abtrieb (Abb. 3-61).

Schema	Anordnung			Übersetzung	
	Antrieb (1)	Abtrieb (2)	Fest \lll	$i = n_1/n_2$	Bereich
	Sonnenrad	Steg	Hohlrad	$1 + i_0$	$2 < i < \infty$
	Sonnenrad	Hohlrad	Steg	$-i_0$	$-\infty < i < -1$
	Steg	Sonnenrad	Hohlrad	$\frac{1}{1 + i_0}$	$0 < i < 0,5$
	Steg	Hohlrad	Sonnenrad	$\frac{1}{1 + \frac{1}{i_0}}$	$0,5 < i < 1$
	Hohlrad	Sonnenrad	Steg	$-\frac{1}{i_0}$	$-1 < i < 0$
	Hohlrad	Steg	Sonnenrad	$1 + \frac{1}{i_0}$	$1 < i < 2$

Abb. 3-61: Stufen eines Planetensatzes mit theoretischen Übersetzungsbereichen

Zusätzlich lässt sich ein direkter Gang verwirklichen, wenn die dritte Welle mit An- oder Abtrieb verbunden wird. Der gesamte Planetensatz läuft dann als Block um. Die Übersetzungen $i = 2$, $i = 0,5$ oder $i = -1$ sind mit einem einfachen Stirnradplanetensatz nicht realisierbar, da hierzu die Zähnezahlen von Hohl- und Sonnenrad übereinstimmen müssen. Abhilfe kann durch Verwendung von Kegelzahnradern oder durch zusammengesetzte Umlaufgetriebe geschaffen werden.

Die günstige, symmetrische Bauform sowie geringes Bauvolumen und geringes Gewicht bei gleichzeitig hohem übertragbarem Maximalmoment - infolge der Kraftaufteilung auf mehrere Zahneingriffe (mehrere Planetenräder) - führten zu zahlreichen Anwendungen von Planetengetrieben in Kraftfahrzeugen (Automatikgetriebe, Verteilerdifferentialle bei Allradantriebssystemen, Radnabengetriebe).

Bei Ausführungen mit mehreren, schaltbaren Übersetzungen können Planetengetriebe durch Verwendung kraftschlüssiger Schaltkuppelmittel unter Last geschaltet werden. Diese Schaltelemente - Lamellenbremsen und -kupplungen sowie Bandbremsen-(Abb. 3-62) werden bei ausgeführten Getrieben überwiegend hydraulisch betätigt.

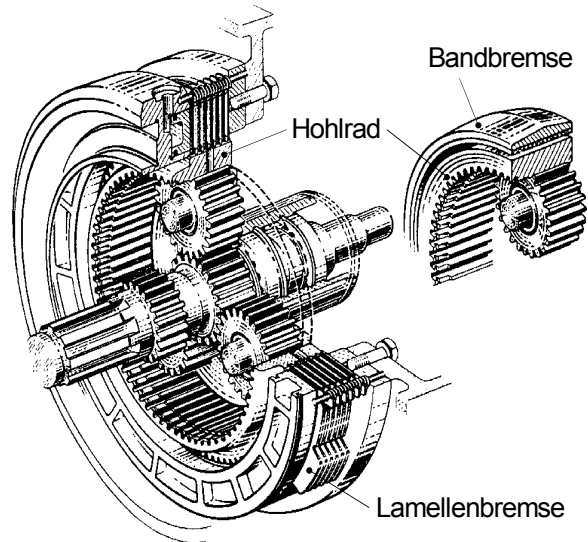


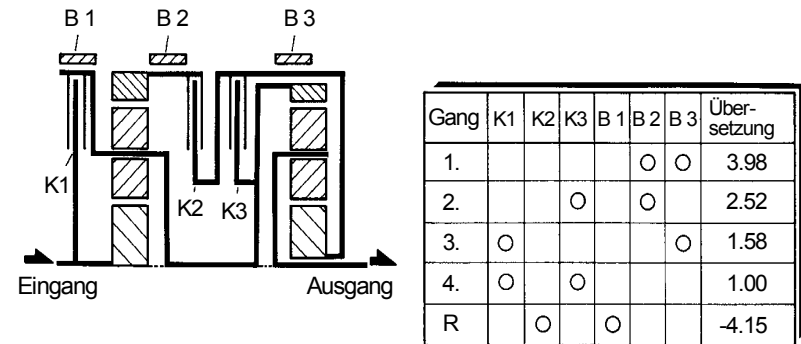
Abb. 3-62: Kraftschlüssige Schaltkuppelmittel an Umlaufgetrieben zum Festhalten des Hohlrades

Um bei mehreren Gangstufen die Anzahl der Schaltkuppelmittel gering zu halten und die Verhältnisse der einzelnen Gangübersetzungen zueinander frei gestalten zu können, werden gekoppelte Planetengetriebe eingesetzt.

Abb. 3-63 zeigt die Prinzipskizze eines ausgeführten Beispiels für ein 4-Gang-Getriebe mit 2 Planetensätzen und mit zugehörigen Schaltkuppelmitteln.

Der Antrieb erfolgt über ein oder bei geblocktem zweiten Planetensatz über zwei Sonnenräder, der Abtrieb über den Planetenträger des hinteren Planetensatzes. Die jeweiligen Übersetzungen ergeben sich durch mehrfaches Anwenden der Grundgleichung, entsprechend der Zahl der beteiligten Planetensätze.

In Automatikgetrieben kommen vielfach Sonderbauformen gekoppelter Planetengetriebe zum Einsatz. Abb. 3-64 zeigt ein Ravigneaux - Getriebe, das sich durch einfache Realisierung günstiger Übersetzungsstufungen und geringen Bauraum auszeichnet. Aufbau- und Schaltschema zeigt Abb. 3-65.



K = Kupplung
BR = Bremse

Abb. 3-63: Aufbau und Schaltschema eines gekoppelten Planetensatzes (Daimler Benz)

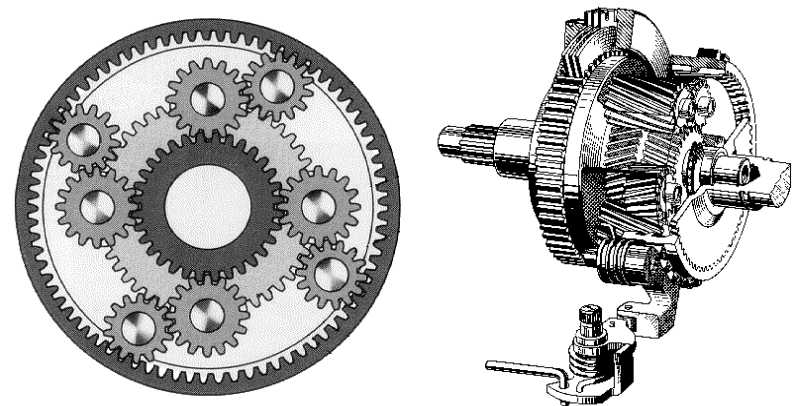


Abb. 3-64: Ravigneaux-Getriebe (Quelle: mot - Spezial, Antrieb)

Der Antrieb des in Abb. 3-64 gezeigten Getriebes erfolgt über die Sonnenräder, der Abtrieb erfolgt über das Hohlrad. Die kurzen und langen Planetenräder sind über einen gemeinsamen Steg verbunden.

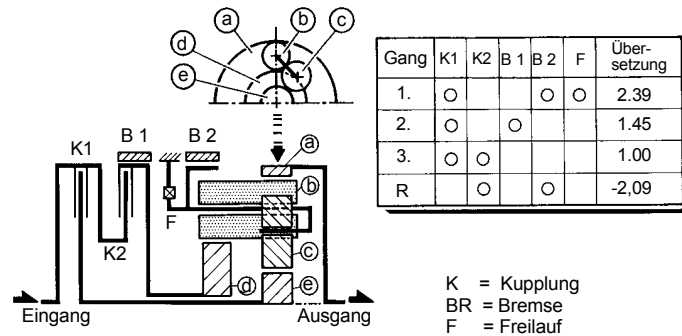


Abb. 3-65: Aufbau und Schaltschema des Ravigneaux - Getriebes (Borg Warner)

In nichtschaltbarer Ausführungsform mit einer festen Übersetzung werden Stirnradplanetensätze als Radnabengetriebe genutzt. Auf diese Weise kann das auf die Halbwellen der Antriebsachsen wirkende Drehmoment verringert und der Wellendurchmesser kleiner dimensioniert werden, was trotz der Getriebeanordnung im Radbereich zur Senkung der ungefederten Massen (Umdruck "Kfz II") führt. Durch die zweistufige Übersetzung lassen sich stark untersetzte „kurze“ Achsen realisieren, z.B. für Baustellenfahrzeuge. Dabei ergibt sich zudem eine Platzersparnis durch das aufgrund der geringeren erforderlichen Übersetzung am Differentialgetriebe kleinere Tellerrad. Nachteilig ist die unumgängliche Verschlechterung des Wirkungsgrades aufgrund der Zweistufigkeit. Das Radnabengetriebe wird nur in Nutzfahrzeugen eingesetzt (Abb. 3-66)

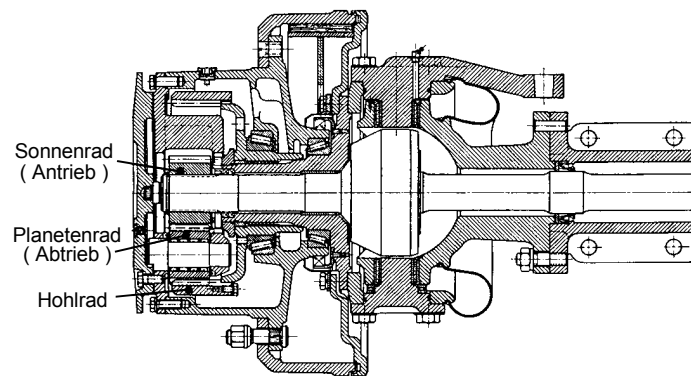


Abb. 3-66: Radnabe mit PlanetengetriebeAntriebsstrang

Das Planetengetriebe kommt auch als Verteilergetriebe (Kapitel 3.5) oder als Summiergetriebe (in leistungsverzweigenden Getriebebauformen) zum Einsatz. Dabei wird keine der Zentralwellen des Umlaufgetriebes fixiert. Beim Verteilergetriebe wird das Eingangsdrehmoment auf zwei Abtriebe verteilt, beim Summiergetriebe können die Eingangsmomente zu einem Abtriebsmoment addiert werden. Allerdings ist das Umlaufgetriebe dann kein Drehmomentwandler mehr, da die Momentenstütze fehlt.

- Mehrgruppengetriebe

Um den in weiten Bereichen variierenden Beladungs- und Belastungszuständen von Nutzfahrzeugen gerecht werden zu können, ist eine engere Getriebeabstufung und damit höhere Ganganzahl als bei Personenkraftwagen erforderlich. Grundsätzlich bestehen zwei Möglichkeiten, die Anzahl der Gänge zu erhöhen:

- es wird für jeden zusätzlichen Gang ein weiteres Zahnradpaar im Hauptgetriebe vorgesehen,
- an das Hauptgetriebe werden Vor- bzw. Nachschaltgruppen angekoppelt.

Die zweite Möglichkeit führt zu Mehrgruppengetrieben, deren Vorteil darin besteht, die Gangzahl vervielfachen zu können, ohne die Anzahl der Zahnradpaare und Schaltelemente entsprechend erhöhen zu müssen; dies bedeutet Bauraum-, Gewichts- und Kostenersparnis.

Abb. 3-67 zeigt ein Zweigruppengetriebe mit Zweigang-Planetensatz als Nachschaltgruppe.

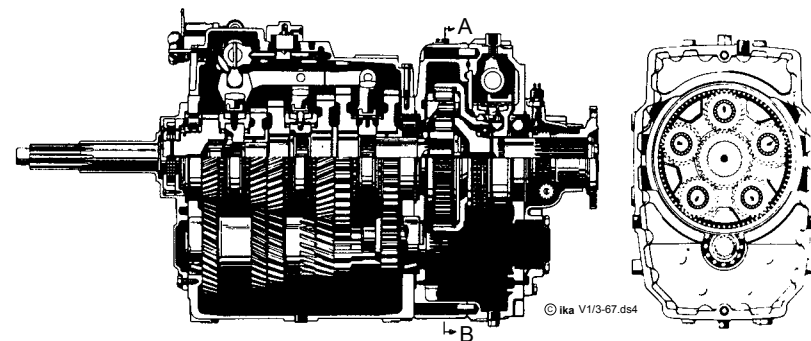


Abb. 3-67: Nkw-9-Ganggetriebe mit Zweigang-Planetensatz als Nachschaltgruppe

Bei einem Dreigruppen-Getriebe können mit relativ geringem Bauaufwand aus einem Viergang-Hauptgetriebe bis zu 16 verschiedene Gangstufen erzeugt werden. Ein ausgeführtes Beispiel mit 16 Gängen zeigt Abb. 3-68. Das Schaltschema dieses Dreigruppengetriebes gibt Abb. 3-69 wieder.

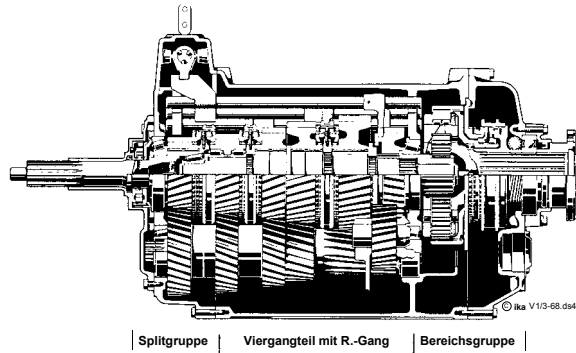


Abb. 3-68: Nkw-Dreigruppengetriebe (ZF)

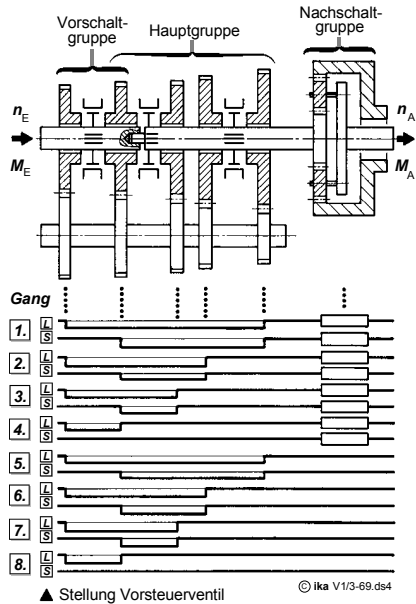
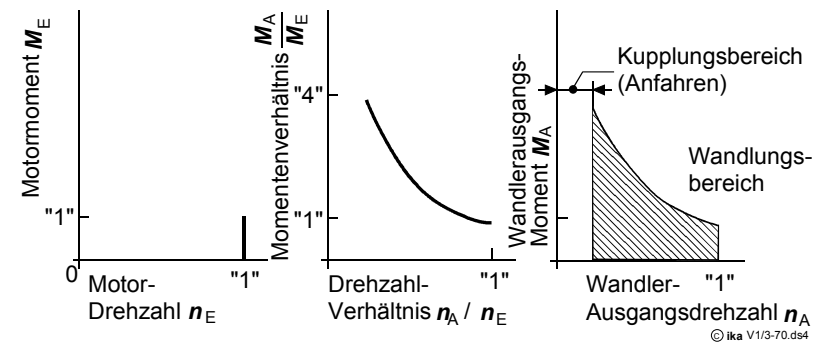


Abb. 3-69: Aufbau und Leistungsfluss eines Dreigruppengetriebes

3.4.2 Mechanische stufenlose Getriebe

Gegenüber den bislang in Kraftfahrzeugen eingesetzten mechanischen Stufengetrieben haben mechanische stufenlose Getriebe, auch CVT genannt (CVT = Continuously Variable Transmission), prinzipbedingte Vorteile. Durch stufenlose Drehmomentwandlung ergibt sich die in Abb. 3-70 (mitte) dargestellte Leistungshyperbel als Wandlerkennlinie. Um ein den unterschiedlichen Fahrsituationen gerecht werdendes Lieferkennfeld (rechts) zu erzeugen, benötigt ein stufenloses Getriebe seitens des Motors lediglich eine beliebige Angebotskennlinie (links). Mit Ausnahme des Anfahrbereichs, der durch eine zusätzliche Kupplung abgedeckt werden muss, wird so (bei genügender Getriebespreizung) das gesamte Bedarfskennfeld abgedeckt.



Motorkennlinie × Wandlerkennlinie = Kennfeld am Wandlerausgang

Abb. 3-70: Kennungswandlung durch ein stufenloses Getriebe

Durch die freie Wahl der Motorbetriebsparameter Drehmoment und Drehzahl beim Einsatz stufenloser Getriebe kann die Betriebsweise des Verbrennungsmotors nach unterschiedlichsten Gesichtspunkten optimiert werden. Verbindet man die optimalen Betriebspunkte über dem gesamten Leistungsbereich des Motors, ergibt sich eine mit der Leistung parametrisierte Kurve, die auch als „Regellinie“ bezeichnet wird. Abb. 3-71 zeigt die Regellinien für die Optimierungskriterien „Geräusch“, „Verbrauch“ und „Fahrdynamik“.

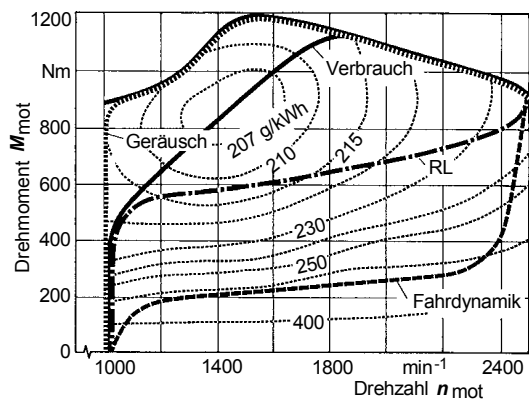


Abb. 3-71: Regellinien für unterschiedliche Optimierungskriterien

Soll mit einer relativ einfachen mechanischen Steuerung nur eine Regellinie zur Getriebeverstellung realisiert werden, stellt die ebenfalls eingezeichnete Kurve "RL" einen guten Kompromiss dar. Zukünftig sind vermehrt elektronisch geregelte CVT-Getriebe zu erwarten. Damit sind dann bedarfsgerechte bzw. dem Fahrwunsch entsprechende Regellinien zu realisieren. Damit ist bereits gesagt, dass stufenlose Drehmomentwandler ausschließlich als Automatikgetriebe realisiert werden.

Bei mechanischen stufenlosen Getrieben erfolgt die Übersetzungsverstellung durch Änderung der Radien des Kraftangriffspunkts. Das Drehmoment wird kraftschlüssig übertragen. Nach Art der Drehmomentübertragung lassen sich mechanische stufenlose Getriebe einteilen in:

- Umschlingungsgetriebe,
- Wälzgetriebe.

a) Umschlingungsgetriebe

Die Kraftübertragung erfolgt bei Umschlingungsgetrieben über Riemen, Bänder oder Ketten, die zwischen zwei Scheibenpaaren kraftschlüssig eingespannt sind. Durch Variation der Abrollradien auf den Scheiben lässt sich die Getriebeübersetzung stufenlos verstellen. Die Scheibenpaare und der zugehörige Verstellmechanismus werden daher auch als Variator bezeichnet. Bislang wurden für die Kraftübertragung, die den Schwerpunkt der Entwicklungsarbeiten darstellt, verschiedene Riemen-, Bänder- und Kettenkonzepte vorgeschlagen. In Abb. 3-72 sind die aktuellen Kraftübertragungssysteme zusammengestellt.

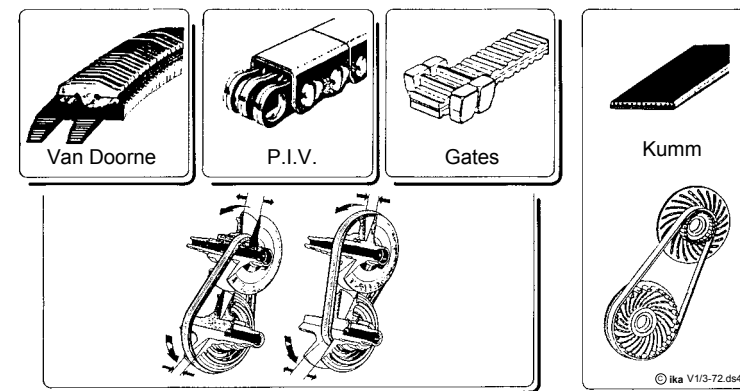


Abb. 3-72: Kraftübertragung bei modernen Umschlingungsgetrieben

Gegenüber dem in den fünfziger Jahren von Van Doorne, Holland, im Variomatic-Getriebe eingesetzten Gummiriemen konnten durch den Übergang auf ein Stahlgliederband beim aktuellen Transmatic - Getriebe insbesondere das übertragbare Drehmoment (bis 210 Nm) sowie der Wirkungsgrad erheblich verbessert werden. Das aufgrund der Belastungsart auch als Schubgliederband bezeichnete Übertragungselement setzt sich aus etwa dreihundert Stahlsegmenten zusammen, die auf beiden Seiten durch aufeinandergeschichtete Stahlbandpakete (Bandstärke 0,1 mm) zusammengehalten werden.

Im Gegensatz zum Schubgliederband wird bei Getrieben der Firma PIV-Antriebe Werner Reimers KG zur Kraftübertragung eine auf Zug belastete Kette verwendet. Die einzelnen Laschenpakete der Kette sind über Wiegedruckstücke miteinander verbunden. Die Kraftübertragung erfolgt durch die Reibung in den Kontaktflächen von Wiegedruckstücken und Scheibenrädern. Die Kettenführung übernehmen U-förmige Metallklammern, die den Laschenverband von außen umschließen. Das für Kettentriebe sonst typische Pfeifgeräusch, das beim Aufschlagen der Wiegebolzen auf die Scheibenräder entsteht, wird durch eine angepasste Kettengestaltung weitgehend verhindert.

Um die Fliehkräftebelastung eines Umschlingungsbands möglichst niedrig zu halten, wurde von Gates Rubber, USA, unter der Bezeichnung Power - Trac ein mit Kevlarfasern verstärkter Gummiriemen entwickelt. Zur Erhöhung der Querkraftbelastbarkeit ist der Gummiriemen mit einer integrierten Metallstruktur versehen. Eine Ölschmierung - wie bei Reibpaarungen Stahl-Stahl erforderlich - ist nicht nötig. Somit ist eine offene Getriebebauweise mit geringerem Gewicht möglich.

Von Kumm Industries, USA, wird das vierte in Abb. 3-72 gezeigte Übertragungssystem vorgeschlagen. Im Gegensatz zu den vorherigen Umschlingungsgetrieben, bei denen das Kraftübertragungselement zwischen zwei konischen Scheibenpaaren eingespannt ist, wird beim Kumm - CVT ein ebenfalls mit Kevlar verstärkter Gummiriemen (Gates - Entwicklung) auf Bolzen umgelenkt, die in spiralförmigen Nuten verschoben werden können. Auch hier ist keine Schmierung erforderlich.

b) Wälzgetriebe

Seit Beginn des Automobilbaus sind immer wieder Wälzgetriebe konzipiert, gebaut und erprobt worden, bisher allerdings ohne nachhaltigen Erfolg. In Abb. 3-73 sind einige Grundformen der Wälzkörper-Kraftübertragung zusammengestellt.

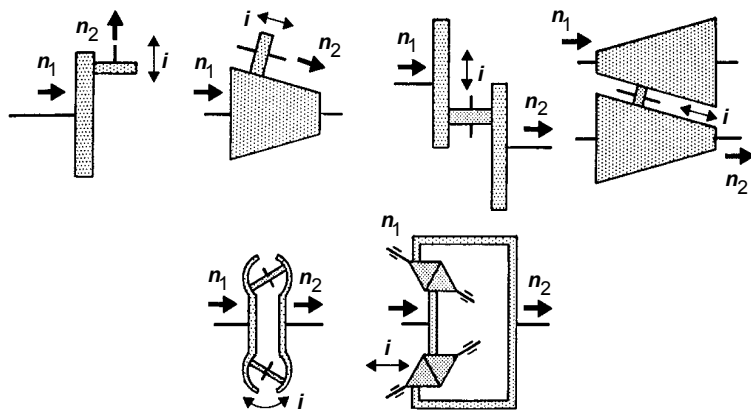


Abb. 3-73: Kraftübertragungskonzepte bei Wälzgetrieben

Die stufenlose Änderung der Getriebeübersetzung erfolgt unter Last durch Variation des Kraftangriffspunkts d.h. der wirksamen Wälzkörperadien. Neben dem Reibkoeffizienten bestimmt die Anpresskraft der Wälzkörper die übertragbare Kraft.

Einen neuerlichen Impuls erhielt das Interesse an Wälzgetrieben durch die Entwicklung neuartiger Hochtraktionsschmierstoffe, die gegenüber herkömmlichen Ölen eine annähernd doppelt so hohe Kraftübertragung zwischen den Wälzkörpern ermöglichen.

Für den Einsatz in Kraftfahrzeugen kommen nur die Konzepte in Frage, die eine feste Lage von An- und Abtriebswelle ermöglichen. Dies kann durch ein Zwischenglied in Form eines rotationssymmetrischen Körpers erreicht werden.

3.4.3 Hydraulische stufenlose Getriebe

Getriebe, bei denen die Leistung mittels eines inkompressiblen Fluids übertragen wird, lassen sich nach ihrer Funktionsweise einteilen in:

- hydrodynamische und
- hydrostatische Systeme.

Durch Parallelschalten einer mechanischen Übertragungseinheit ergeben sich außerdem noch leistungsverzweigende Varianten.

a) hydrodynamische Getriebe

Die Drehmomentübertragung erfolgt bei hydrodynamischen Getrieben nach dem Föttinger Prinzip durch zwei rotierende Schaufelräder, dem Pumpen- und dem Turbinenrad. Im Gegensatz zu hydrodynamischen Kupplungen (Kapitel 3.3) verfügt ein hydrodynamisches Getriebe zusätzlich über ein sich am Gehäuse abstützendes Leitrad als Momentenstütze.

Es gilt:

$$M_T = M_P + M_L \tag{Gl. 3-51}$$

- mit:
- M_T = Turbinenrad-Moment
 - M_P = Pumpenrad-Moment
 - M_L = Leitrad-Moment

Abb. 3-74 zeigt ein hydrodynamisches Getriebe in seiner heute fast ausschließlich verwendeten Ausführungsform (Trilok - Wandler) mit zugehörigem Beschaukelungsprinzip und Strömungsverhältnissen für $n_A / n_E = 0,7$.

Das Arbeitsfluid - im allgemeinen Öl - wird vom mit dem Antrieb verbundenen Pumpenrad beschleunigt und im Turbinenrad umgelenkt und verzögert. Dabei gibt es seine Energie an den Getriebeausgang ab. Eine weitere, weitgehend verzögerungsfreie Umlenkung des Fluids im Leitrad bewirkt die Drehmomentverstärkung. Diese Verstärkung ist umso stärker, je größer die Drehzahldifferenz zwischen Pumpe und Turbine ist. Bei $v = 0$, also festgebremster Turbine, erreicht die Momentenwandlung ihren Höchstwert. Mit steigender Turbindrehzahl fällt sie nahezu linear auf das Momentenverhältnis 1:1 ab (Kupplungspunkt).

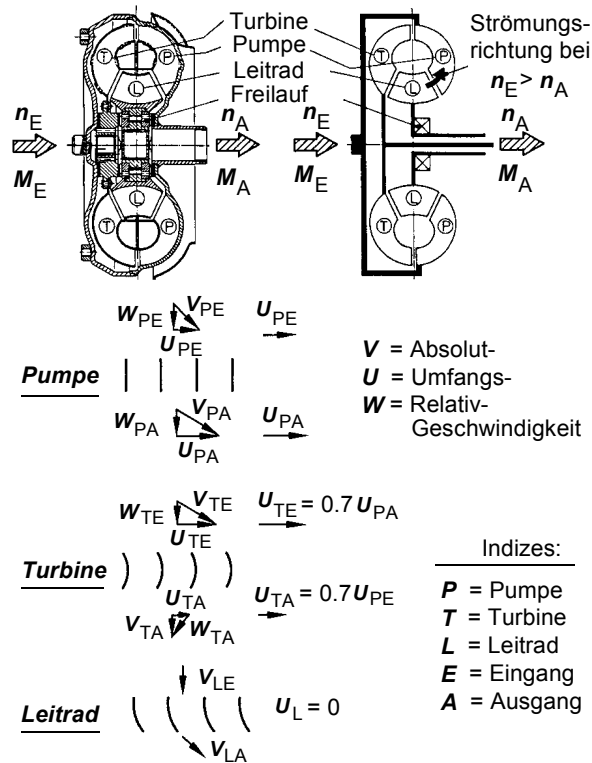


Abb. 3-74: Trilokwandler mit zugehörigem Beschäufelungsprinzip

Im Beispiel stellt sich bei dem angegebenen Drehzahlverhältnis ein optimaler Betriebspunkt bei ca. $n_A / n_E = 0,7$ ohne Stoßverluste ein. Erhöht sich das Drehzahlverhältnis, so wird das Leitrad zunehmend von hinten angeströmt, bis - bei einem Drehzahlverhältnis von ca. $n_A / n_E = 0,9$ (Kupplungspunkt) - das Leitrad keine Umlenkung mehr erzeugt, d.h. kein Reaktionsmoment mehr aufnimmt.

Um eine Drehmomentabschwächung bei weiter erhöhtem Drehzahlverhältnis zu verhindern, ist das Leitrad über einen Freilauf mit dem Getriebegehäuse verbunden, so dass es ohne Momentübertragung bei Drehzahlverhältnissen oberhalb des Kupplungspunktes mitlaufen kann. In diesem Bereich arbeitet der Trilokwandler als Kupplung. Abb. 3-75 gibt idealisiert den Drehmoment- und Wirkungsgradverlauf über dem Drehzahlverhältnis wieder.

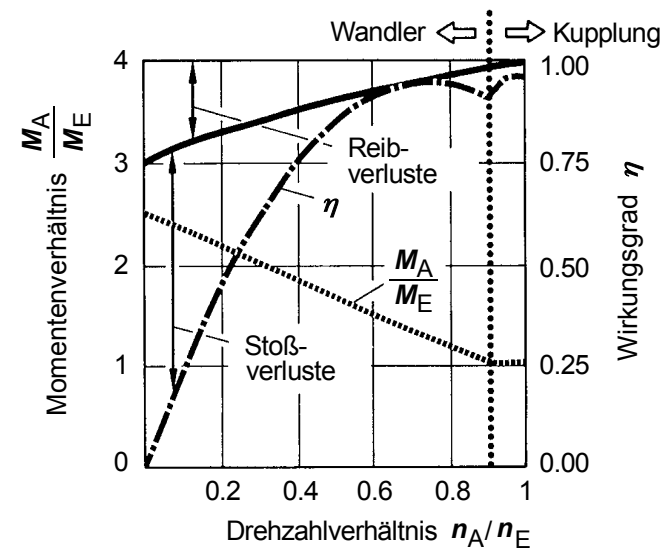


Abb. 3-75: Kennung eines Trilok - Wandlers

Das Bild zeigt außerdem die ungefähre Aufteilung des Wirkungsgradverlustes in Stoß- (keine Übereinstimmung zwischen Strömungs- und Schaufelrichtung) und Reibverluste (Reibung zwischen Fluid und Wänden).

Das Zusammenwirken vom Trilok - Wandler mit dem Verbrennungsmotor verläuft folgendermaßen:

Bis zum Kupplungspunkt sind die Strömungsverhältnisse am Pumpenradeingang wegen des stillstehenden Leitrades unabhängig von denen des Getriebeausgangs. Der maßgebende k-Faktor (Gleichung 3-18) und damit die Pumpenkennlinie sind also konstant. Dabei sollte die Pumpenkennlinie möglichst im Bereich optimaler Motorwirkungsgrade liegen. Oberhalb des Kupplungspunktes, wenn Leit- und Turbinenrad als „gemeinsames“ Turbinenrad umlaufen, gelten dann die gleichen Gesetzmäßigkeiten wie bei der hydrodynamischen Kupplung, bei der sich die Pumpenkennlinie in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis n_A / n_E verschiebt. Aus Abb. 3-76 wird deutlich, dass dadurch nur ein Teil des Motorkennfeldes genutzt werden kann. Aus dem Zusammenwirken von Motormoment und Trilok - Wandler - Kennlinie ergibt sich schließlich ein Ausgangsmoment, das ebenfalls im Abb. 3-76 dargestellt worden ist.

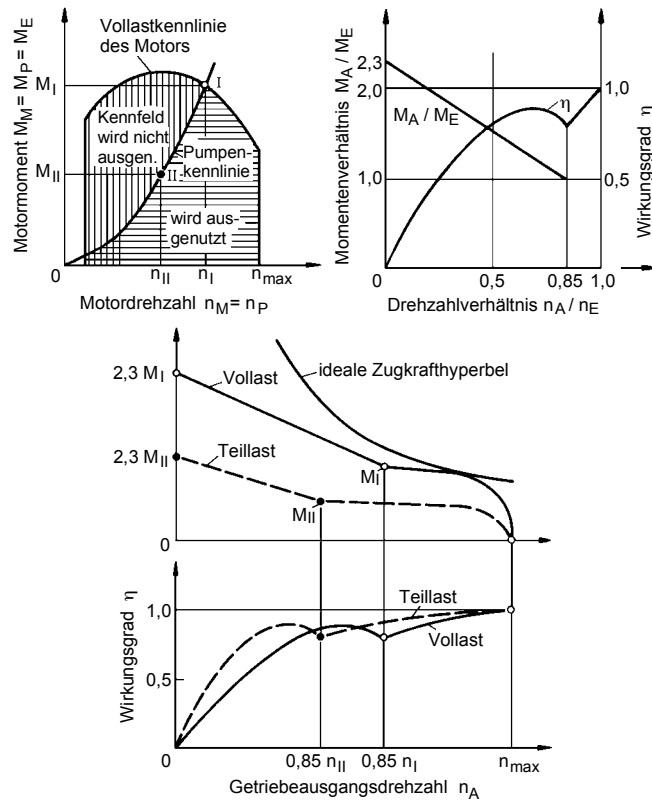


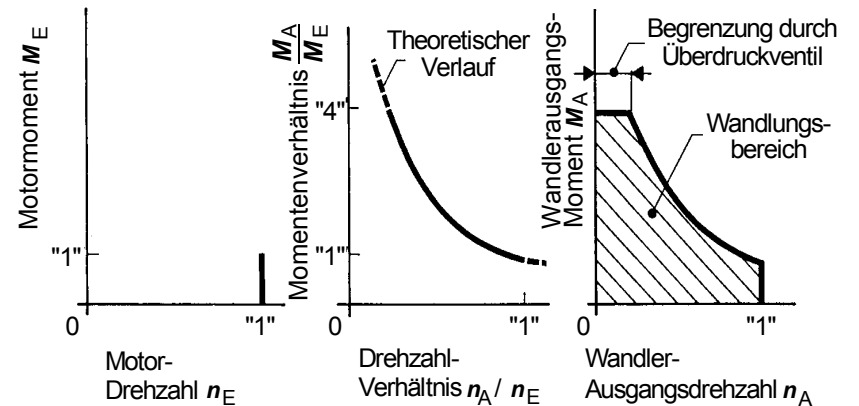
Abb. 3-76: Zusammenarbeit zwischen Verbrennungsmotor und Trilokwandler
(Quelle: Mitschke; „Dynamik der Kraftfahrzeuge“)

Verglichen mit der idealen Zugkrafthyperbel ergeben sich noch relativ große Unterschiede zwischen dem Momentenbedarf und dem Momentenangebot. Das bedeutet, dass der erzielbare Wandlungsbereich (Anfahrwandlung ca. 2,0-2,5) und der bei hohen Momentenverhältnissen schlechte Wirkungsgrad für den alleinigen Einsatz als Drehmomentwandler im Kraftfahrzeug nicht ausreichen. Trilok - Wandler werden deshalb mit Stufengetrieben zu Automatik-Getrieben kombiniert. Erst in dieser Verbindung kommen die Vorzüge des Trilokwandlers neben der dann erreichbaren guten Annäherung an die Bedarfskennlinie zur Geltung. Diese sind seine Kompaktheit, die gute Wärmeabfuhr über das Hydraulikfluid, weitgehende Verschleißfreiheit, sowie seine Funktion als Drehschwingungsdämpfer.

b) Hydrostatische Getriebe

Hydrostatische Getriebe mit zwei als Pumpe bzw. Motor arbeitenden Verdränger- maschinen gestatten eine lastunabhängige Variation der Verbrennungsmotordrehzahl. Durch Verstellung der Hydromaschinen, z.B. Axialkolbenpumpe bzw. -motor, lässt sich die Abtriebsdrehzahl zwischen Null und dem Maximalwert in beiden Drehrichtungen beliebig einstellen. Somit sind bei Hydrostatgetrieben generell weder Anfahrkupplungen noch Zahnradsätze zum Rückwärtsfahren erforderlich. Getriebe, die diese Eigenschaften haben, werden IVT (Infinite Variable Transmission) genannt. Abb. 3-77 zeigt die Kennungswandlung durch ein solches Getriebes. Sie entspricht im wesentlichen dem Prinzip des zuvor erwähnten mechanischen CVT -Getriebes.

Nachteilig ist, dass beide Hydromaschinen jeweils die gesamte Antriebsleistung übertragen müssen und dementsprechend groß zu dimensionieren sind. Dies wirkt sich insbesondere auf den Wirkungsgrad des Getriebes negativ aus. Als weitere Nachteile hydrostatischer Getriebe sind ungünstige spezifische Leistung, hohe Herstellkosten sowie die Geräuschentwicklung anzuführen. Auf diese Getriebeart sei deshalb hier nicht weiter eingegangen. Verwendung finden solche Getriebe vielfach bei Bau- und Landmaschinen, teilweise als Komponenten von leistungsverzweigten Getrieben, bei denen ein mechanischer Zweig für eine Wirkungsgradverbesserung sorgt.



Motorkennlinie x Wandlerkennlinie = Kennfeld am Wandlerausgang

Abb. 3-77: Kennungswandlung eines IVT

3.4.4 Automatikgetriebe

Es existieren verschiedene Möglichkeiten, Automatikgetriebe zu realisieren. Dabei haben folgende Konzepte die größte Verbreitung gefunden:

- Umlaufgetriebe mit hydrodynamischem Wandler,
- automatisiertes Schaltgetriebe,
- mechanische Stufenlosgetriebe.

a) Umlaufgetriebe mit hydrodynamischem Wandler

Die weitaus größte Verbreitung hat die Kombination aus Trilok - Wandler und lastschaltbarem Umlaufgetriebe gefunden. Es wurde bereits ausgeführt, dass der Trilokwandler allein kein befriedigendes Lieferkennfeld zur Verfügung stellt (Abb. 3-76). Abb. 3-78 zeigt die mit einem nachgeschalteten Stufengetriebe erreichbare Drehmomentcharakteristik.

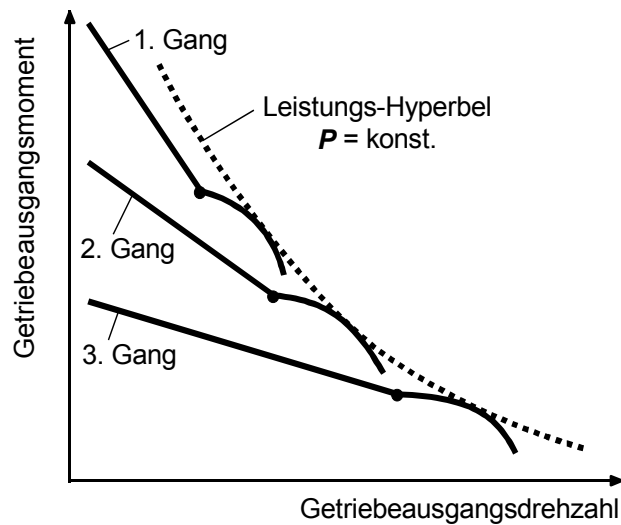


Abb. 3-78: Lieferkennfeld eines Automatikgetriebes (Quelle: Mitschke; „Dynamik der Kraftfahrzeuge“)

Abb. 3-79 zeigt das ausgeführte Beispiel eines Pkw-Dreigang-Automatik-getriebes.

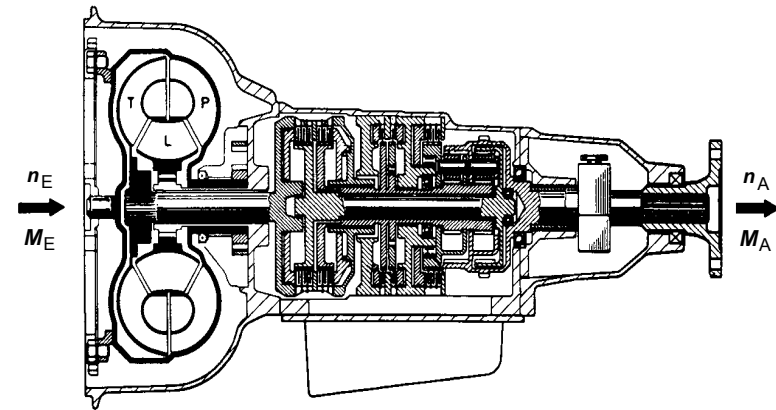


Abb. 3-79: Pkw-Dreigang-Automatikgetriebe (ZF)

In Abb. 3-80 ist der Leistungsfluss dieses Automatikgetriebes für die drei Vorwärtsgänge und den Rückwärtsgang wiedergegeben. Die Schaltung der Gänge - bei Pkw 3 bis 5, bei Nkw 4 bis 6 - erfolgt hydraulisch über kraftschlüssige Schaltkuppelmittel (Kupplungen, Bremsen und Freiläufe). Die Versorgung der Steuerhydraulik erfolgt durch eine am Getriebeeingang angebrachte Ölpumpe. Soll ein derartiges Getriebe auch bei stehendem Motor angeschleppt werden können, dann muss am Getriebeausgang eine zusätzliche Pumpe angeordnet werden.

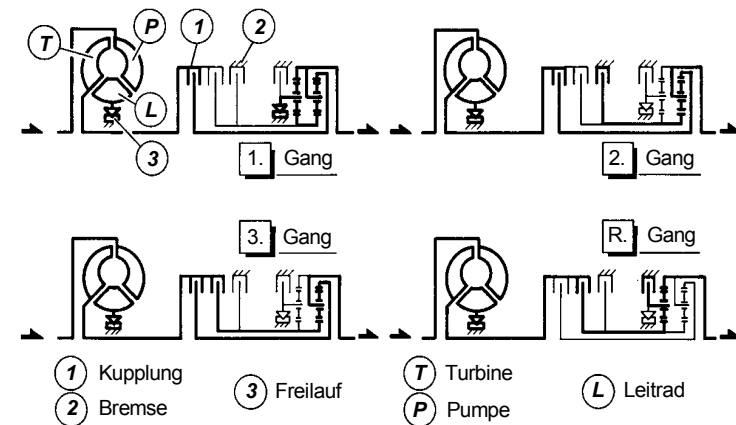


Abb. 3-80: Leistungsflussschema eines Pkw-Dreigang-Automatikgetriebes (ZF)

Das klassische Automatikgetriebe bietet eine Reihe von Vorteilen:

- günstige symmetrische Bauform,
- einfache Anordnung der Schaltelemente,
- geringes Bauvolumen,
- hohe übertragbare Leistung,
- Lastschaltbarkeit,
- Drehmomentüberhöhung beim Anfahren,
- sehr gute Drehschwingungsdämpfung.

Wesentlicher Nachteil gegenüber herkömmlichen Schaltgetrieben sind, abgesehen von höheren Herstellkosten, die Wirkungsgradverluste durch den unter Schlupf laufenden hydrodynamischen Wandler. Mit dem Einbau einer Überbrückungskupplung (Lock-Up) können diese Verluste minimiert werden. Die mechanische Überbrückung wird dabei in den oberen Gängen bei einer Mindestgeschwindigkeit hydraulisch eingerückt. Der Vorteil der hervorragenden Drehschwingungsdämpfung entfällt dabei jedoch, weshalb nicht alle Hersteller zu dieser Lösung übergegangen sind. Auch die Zahl der Gänge wurde erhöht, um so bessere Fahrleistungen und niedrigeren Verbrauch zu erzielen. Abb. 3-81 zeigt ein modernes 5 - Gang - Automatikgetriebe für Pkw.

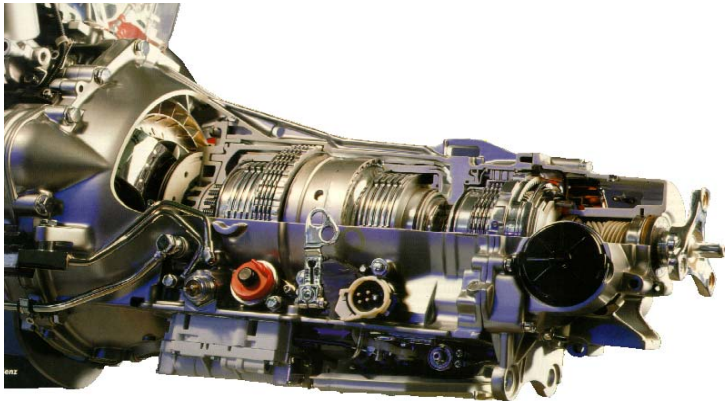


Abb. 3-81: 5-Gang-Automatikgetriebe (Mercedes-Benz)

Die Qualität eines Automatikgetriebe hängt aber nicht nur von der mechanischen Auslegung sondern ganz entscheidend von der Regelung ab. Abb. 3-82 zeigt die grundlegende Schaltstrategie für eine Viergangautomatik, bei der der Fahrer zwischen ökonomischer und leistungsorientierter Fahrweise wählen sowie über einen Wählhebel einzelne Gänge direkt ansteuern kann.

Ziel ist es, in Abhängigkeit verschiedener Motor- und Fahrzeugparameter, den für die jeweilige Fahrsituation optimalen Gang zu wählen. Das ist nur mit Hilfe einer aufwendigen elektronischen Steuerung zu erreichen. Abb. 3-83 zeigt die Funktionsstruktur für eine moderne adaptive Getriebesteuerung, die sich dem Fahrerverhalten selbständig anpasst. Diese Anpassung erfolgt so, dass sich die in Abb. 3-82 gezeigten Schaltgrenzen entsprechend verschieben.

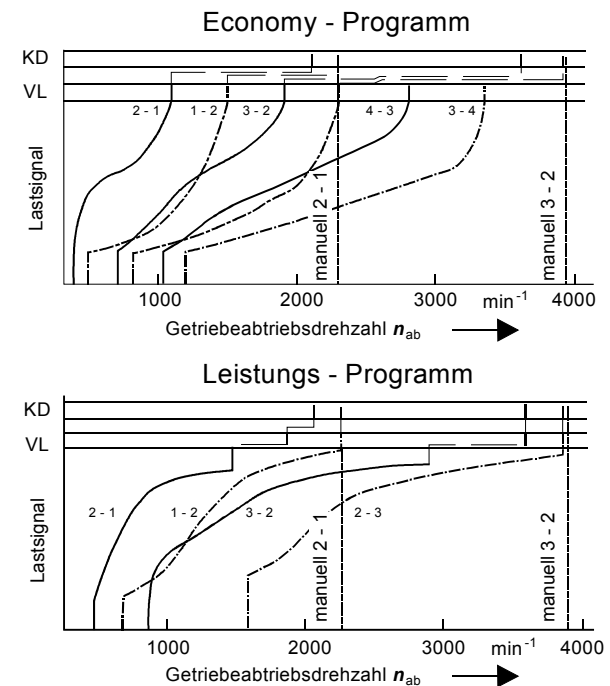


Abb. 3-82: Schaltstrategie für ein 4-Gang-Automatikgetriebe
(Quelle: mot - Spezial, Antrieb)

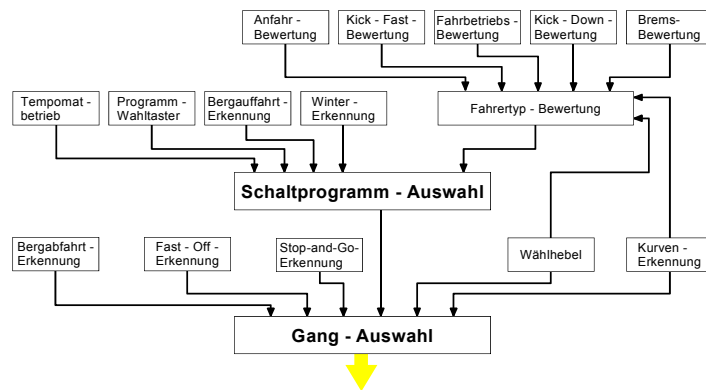


Abb. 3-83: Funktionsstruktur einer adaptiven Getriebesteuerung (BMW)

b) automatisierte Schaltgetriebe

Aufgrund der angesprochenen Nachteile des klassischen Automatikgetriebes - hohe Herstellkosten, reduzierter Wirkungsgrad - gibt es immer wieder Ansätze, das bekannte, manuell zu betätigende Schaltgetriebe zu automatisieren. Eine Mechanisierung der Getriebebetätigung bereitet keine Schwierigkeiten und kann bei kleinen Getrieben unterstützt werden durch die beim Motorrad übliche Schaltwalze. Komplizierter ist die Automatisierung der Kupplungsbetätigung (Kapitel 3.3.1). Insbesondere bei Lkw verbreitet sind daher halbautomatisierte Schaltgetriebe, bei denen die Gangauswahl und die Kupplungsbetätigung dem Fahrer überlassen bleibt, der vorgewählte Gang aber automatisch eingelegt wird.

Eine Sonderform ist das Doppelkupplungsgetriebe, bei dem der eigentliche Schalt- und Kupplungsvorgang manuell gar nicht durchführbar wäre. Der Fahrer hat aber die Wahl, das Getriebe als Vollautomatik oder als Halbautomatik zu nutzen, bei der er die Gänge selbst wählt, aber nicht kuppelt (Kapitel 3.4.1).

c) mechanische Stufenlosgetriebe

Stufenlose Getriebe können ebenso wie Doppelkupplungsgetriebe nur als Automatik realisiert werden. Als ausgeführtes Beispiel eines Umschlingungsgetriebes ist in Abb. 3-84 das CTX - Getriebe von Ford dargestellt.

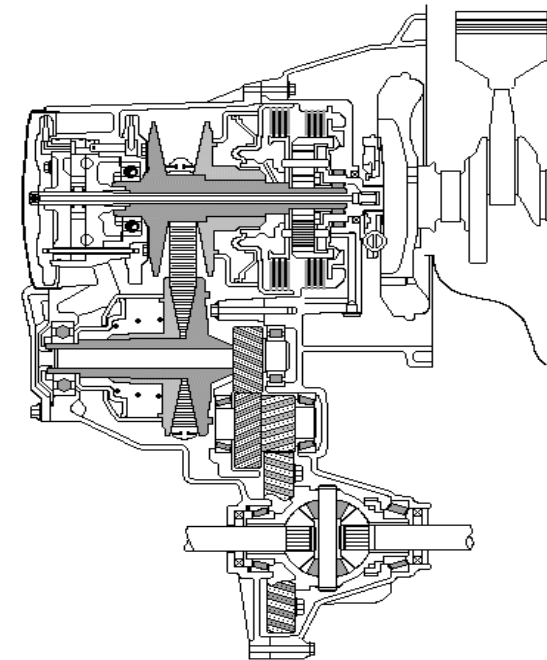


Abb. 3-84: Umschlingungsgetriebe (Ford)

Dem Umschlingungsgetriebe ist ein Planetengetriebe mit einem Planetensatzpaar und zwei hydraulisch gesteuerten Kupplungen vorgeschaltet. Damit werden die Funktionen des Anfahrens und des Rückwärtsfahrens ermöglicht. Die stufenlose Verstellung des Umschlingungsgetriebes erfolgt durch Verschieben der axial verstellbaren Kegelscheiben im Variator, wodurch eine Veränderung des Ablaufradius des Schubgliederbandes erreicht wird. Anschließend wird das Antriebsmoment über Zahnräder auf das Differential übertragen. Für größere Fahrzeuge mit entsprechend höheren Getriebeeingangsdrehmomenten wurden auch schon Umschlingungsgetriebe in Kombination mit einer hydrodynamischen Kupplung realisiert (Abb. 3-85).

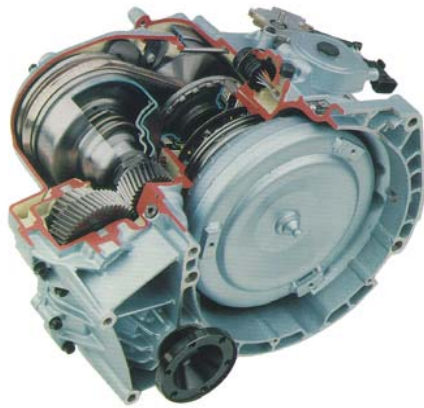


Abb. 3-85: Umschlingungsgetriebe mit hydrodynamischer Kupplung (ZF)

3.4.5 Vergleich der Getriebe

Jeder herkömmliche Kraftfahrzeugantrieb wird heute mit einem Drehmomentwandler ausgerüstet, da entweder die Antriebskennung ungeeignet oder der erforderliche Regelbereich ohne Wandlung nicht oder nur mit großen Verlusten realisierbar ist. Die Auswahlkriterien für Drehmomentwandler lassen sich - wie die der Antriebs- den drei Bereichen

- Betriebsverhalten,
- Wirtschaftlichkeit und
- Umweltbeeinflussung

zuordnen.

Folgende Getriebe werden verglichen:

- Handschaltgetriebe in Vorgelegebauart (HS)
- Automatikgetriebe mit hydrodynamischem Wandler (AG)
- Doppelkupplungsgetriebe (DK)
- Umschlingungsgetriebe (UG)
- Leistungsverzweigtes Hydrostatgetriebe (LH)

Für die bisher betrachteten Getriebearten sind in den folgenden Tab. 3-10 bis Tab. 3-12 Kriterien aufgelistet, nach denen die Getriebe miteinander verglichen worden sind. Auch hier gilt, dass die Bewertung als Verallgemeinerung zu sehen ist und nicht jeden Einzelfall zutreffend charakterisieren kann.

a) Betriebsverhalten

Um in jedem Betriebsbereich über ein hohes Überschussmoment verfügen zu können, soll das Getriebe das Lieferkennfeld des Kolbenmotors so wandeln, dass der Verlauf des maximalen Ausgangsmoments der idealen Leistungshyperbel angenähert ist. Stufenlose Getriebe erfüllen diese Forderung. Bei den Stufengetrieben kann eine verbesserte Annäherung an die ideale Leistungshyperbel durch Erhöhung der Gangzahl erreicht werden.

Die Verstellzeit der Handschaltgetriebe entspricht mit 0,5 - 1,0 s in etwa der von Automatikgetrieben. Stufenlose Getriebe passen sich kontinuierlich dem jeweiligen Fahrzustand an. Die Verstellzeit ist dabei abhängig von der Größe der gewünschten Übersetzungsänderung. Da extreme Verstellungen nur in seltenen Fahrsituationen verlangt werden (Kick-Down), besitzen stufenlose Getriebe Vorteile in Bezug auf die Verstellzeit.

Handschaltgetriebe, die nur bei Unterbrechung der Zugkraft geschaltet werden können, erzeugen dagegen während des Schaltvorgangs hohe Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte, die in der Regel von der Art der Kupplungsbetätigung durch den Fahrer abhängen. In Automatikgetrieben entfällt die Abhängigkeit vom Fahrer. Der ideale Übergang von einer Übersetzung zu anderen verläuft stufenlos und damit ruckfrei. Im praktischen Betrieb von Stufenlosgetrieben liegt aber ein wesentliches Problem darin, dass der Fahrer beim Beschleunigen mit steigender Fahrgeschwindigkeit steigende Motordrehzahlen erwartet.

Das Stufenlosgetriebe mit einer subjektiv völligen Trennung von Motor- und Fahrzeugverhalten widerspricht dem gewohnten Bild und wird daher nicht unbedingt als angenehm empfunden.

Der Schalt- und Informationsaufwand des Fahrers ist nur beim Handschaltgetriebe hoch. Die übrigen Systeme werden automatisch gesteuert, wobei im Bedienungskomfort geringe Unterschiede aus dem Grad der Automatisierung und den Eingriffsmöglichkeiten resultieren.

Getriebe	HS	AG	DK	UG	LH
Annäherung an die Leistungshyperbel	5	4	5	10	10
Verstell-/ Schaltzeit	5	6	6	8	8
Schaltkomfort	2	8	6	8	8
Bedienungskomfort	1	8	6	8	8

Tab. 3-10: Bewertung des Betriebsverhaltens versch. Getriebebauarten

b) Wirtschaftlichkeit

Abb. 3-86 zeigt einen Vergleich der Wirkungsgrade von verschiedenen Getriebe-konzepten.

Der Getriebewirkungsgrad des handgeschalteten 5-Gang-Getriebes ist - vor allem im unteren Teillastbereich - den übrigen Systemen überlegen, da keine Stellhydraulik betrieben werden muss.

Das Umschlingungsgetriebe weist im mittleren Teillastbereich einen leichten Vorteil gegenüber Automatikgetrieben auf. Deutlich schlechtere Werte hat das leistungsverzweigte Hydrostatgetriebe aufgrund umlaufender Blindleistungen im Anfahrbereich und der Verluste im hydrostatischen Steuerzweig.

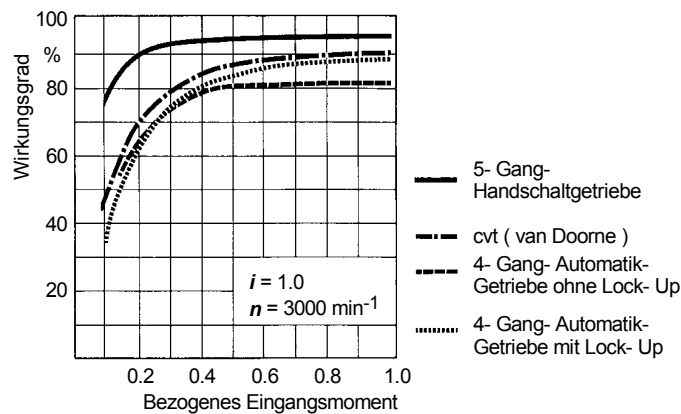


Abb. 3-86: Vergleich von Getriebewirkungsgraden

Der Gesamtwirkungsgrad von Motor und Getriebe wird neben dem Getriebe-wirkungsgrad im wesentlichen von der Möglichkeit bestimmt, den Motor im ver-brauchsgünstigsten Bereich betreiben zu können. Dies gelingt durch möglichst stufenlose Wandlung und große Spreizung. Die stufenlosen Getriebe-konzepte können wegen der realisierten Stellbereiche im Vergleich zu den Stufengetrieben besser bewertet werden:

- Umschlingungsgetriebe: i_{ges} bis 7
- Hydrostatische Getriebe: i_{ges} bis 25
- Pkw-Schalt- und Automatikgetriebe: i_{ges} bis 5
- Lkw-Gruppengetriebe: i_{ges} bis 15

Die elektronische Steuerung des Doppelkupplungsgetriebes sorgt für geringfügig niedrigere Verbrauchswerte gegenüber dem Handschartgetriebe. Beim Automatikgetriebe und Umschlingungsgetriebe wirkt sich der Energieverbrauch der Steuerungs-hydraulik negativ aus.

Die Herstellungskosten des Handschartgetriebes sind günstig. Der hohe Bauaufwand und der niedrige Entwicklungsstand machen das leistungsverzweigte Hydrostat-getriebe, aber mit Einschränkungen auch das Umschlingungsgetriebe, zu kosten-intensiven Konzepten. Das Gewicht des Umschlingungsgetriebes und des Doppelkupplungsgetriebes liegt nur geringfügig über dem eines Handschart-getriebes. Klassische Automatikgetriebe sind im allgemeinen deutlich schwerer.

Aus dem Rahmen fällt das schwere und extrem viel Raum beanspruchende, leistungsverzweigte Hydrostatgetriebe.

Bei den Kriterien Lebensdauer und Wartung sind keine großen Unterschiede zwischen den einzelnen Getriebebauarten zu erwarten. Ein Vorteil des Automatikgetriebes ist, dass der Trilokwandler Dreh-schwingungen weitgehend kompensiert und somit den gesamten Antriebsstrang - bei geöffneter Überbrückungs-kupplung - schont.

Getriebe	HS	AG	DK	UG	LH
Getriebewirkungsgrad	9	5	8	5	2
Gesamtwirkungsgrad	7	5	7	6	6
Herstellkosten	9	6	7	5	3
Masse/ Volumen	9	4	5	6	0
Wartung/ Lebensdauer	8	8	8	8	8

Tab. 3-11: Bewertung der Wirtschaftlichkeit versch. Getriebebauarten

c) Umweltbeeinflussung

Ebenso wie eine Kennlinie günstigsten Verbrauchs weist jeder Kolbenmotor Kennlinien geringen Schadstoffausstoßes auf. Um diese nachfahren zu können, muss das Getriebe ebenfalls möglichst stufenlos mit großem Stellbereich arbeiten.

Im Geräuschverhalten unterscheiden sich die Getriebearten nur geringfügig. Lediglich das hydrostatische Getriebe mit Leistungsverzweigung ist grundsätzlich sehr laut.

Die Möglichkeit, die Geräuschemissionen des Motors durch Nachfahren einer geräuschoptimierten Regellinie zu senken, verschafft den stufenlosen Getriebevarianten Vorteile. Ausgenommen hiervon ist das Hydrostatgetriebe, da die eigene Geräuschemission zu hoch ist.

Getriebe	HS	AG	DK	UG	LH
Einfluß auf Emissionen	6	5	7	8	10
Geräuschverhalten	6	6	6	8	0

Tab. 3-12: Bewertung des Geräuschverhaltens versch. Getriebebauarten

d) Zusammenfassung

Zusammenfassend kann zu den Beurteilungen folgendes festgestellt werden:

- Handschaltgetriebe werden aufgrund der guten Wirtschaftlichkeit in Nutzkraftfahrzeugen und bei preisgünstigen Pkw auch weiterhin bevorzugt.
- Klassische Automatikgetriebe schneiden in mehreren Kriterien schlechter ab als Umschlingungsgetriebe. Aufgrund ihres hohen Komforts und ihrer Ausgereiftheit bleiben sie für hochklassige Pkw weiterhin sehr geeignet.
- Den stufenlosen Getrieben können vor allem aufgrund ihres guten Betriebsverhaltens für die Zukunft gute Marktchancen eingeräumt werden, besonders in kleinen Pkw als Alternative zu dort wenig geeigneten klassischen Automatikgetrieben. Stufenlose Getriebe sind unter dem Aspekt der Wirtschaftlichkeit nach wie vor schlechter zu bewerten als Handschaltgetriebe.
- Das Doppelkupplungsgetriebe ist eine Sonderform, die in der Summe ihrer Eigenschaften keine wesentlichen Vorteile gegenüber konventionellen Schalt- oder Automatikgetrieben aufweist.

- Hydrostatische Getriebe mit Leistungsverzweigung erscheinen auch zukünftig aufgrund der Größe, des Gewichts sowie des Geräuschverhaltens nur für Spezialfahrzeuge geeignet.

3.5 Verteilergetriebe (Differential)

Jedes Zweispurfahrzeug mit einer Antriebseinheit braucht eine Aufteilung des Antriebsdrehmoments auf die beiden Räder der angetriebenen Achse. Bei Mehrachsantrieben ist zusätzlich eine Momentenverteilung auf die Antriebsachsen erforderlich. Da im Fahrbetrieb Weg- und somit Drehzahlunterschiede zwischen den Rädern einer Achse bzw. den angetriebenen Achsen auftreten, muss bei der Momentenverteilung die Möglichkeit des Drehzahlausgleichs vorgesehen sein. Beide Aufgaben -Momentenaufteilung und Drehzahlausgleich- übernimmt das Verteilergetriebe. Im Fahrzeug verwendete Verteilergetriebe lassen sich einteilen in:

- Kegelraddifferentiale,
- Stirnradplanetendifferentiale.

3.5.1 Kegelraddifferential

Das Kegelraddifferential teilt das Antriebsdrehmoment symmetrisch in zwei gleichgroße Ausgangsmomente. Es ist ein Umlaufgetriebe, dessen „Hohl-“ und „Sonnenrad“ den gleichen Radius bzw. eine übereinstimmende Zähnezahl aufweisen. Dies wird durch Verwendung einer Kegelradverzahnung realisiert. Der Antrieb erfolgt über -in der Regel zwei- Kegelplanetenträger. Das Eingangsdrehmoment verteilt sich im Verhältnis 1:1 auf die beiden Ausgangswellen.

Die häufigste, in nahezu allen Zweispurfahrzeugen eingesetzte Ausführungsform ist die des Antriebsachsendifferentials. Hierbei wird zusätzlich ein Drehmomentwandler mit festem Übersetzungsverhältnis (Antriebsachsübersetzung $i_{h(v)}$) integriert. Abb. 3-87 zeigt ein Hinterachsendifferential für den Standardantrieb. Antriebswelle und Hinterachse stehen hier senkrecht zueinander. Die Überbrückung dieses Achsenwinkels und die Drehmomentwandlung übernimmt eine spiral- oder hypoidverzahnte Kegelradpaarung die aus dem Antriebswellenritzel und dem mit dem Planetenträger verbundenen Tellerrad besteht.

Auf der Abbildung ist rechts die Aufteilung des Antriebsmoments durch die Darstellung der Reaktionskräfte angedeutet. Die auf die Zapfen der Planeten wirkende Eingangskraft F_E wird entsprechend dem Hebelarm a im Verhältnis 1:1 aufgeteilt. Als äußere Kräfte stützen die Reibkräfte $\mu \cdot F_{Z,W}$ zwischen Reifen und Fahrbahn die Teilkräfte $\frac{1}{2} F_E$ ab.

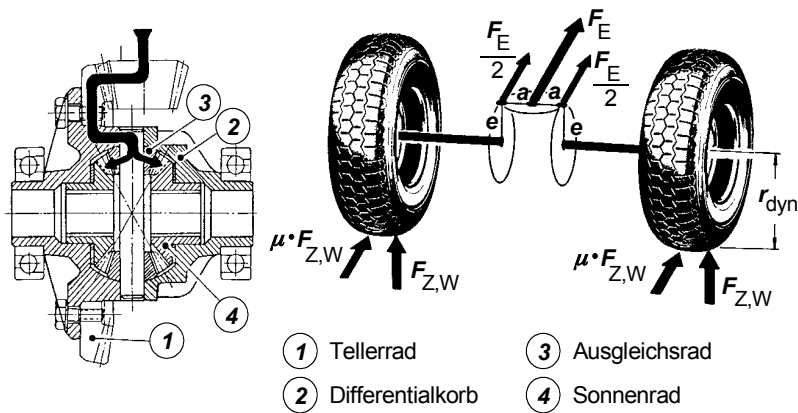


Abb. 3-87: Kegelraddifferential

Eine weitere Anwendungsmöglichkeit des Kegelraddifferentials ist das Zentraldifferential bei Allradantrieb. Das Antriebsdrehmoment wird dadurch symmetrisch auf Vorder- und Hinterachse verteilt. Bei dem in Abb. 3-88 dargestellten Beispiel schließt sich das Differential unmittelbar an das Getriebe an. Die Ausführung der Getriebeausgangswelle als Hohlwelle ermöglicht eine kompakte Gestaltung der Getriebeeinheit.

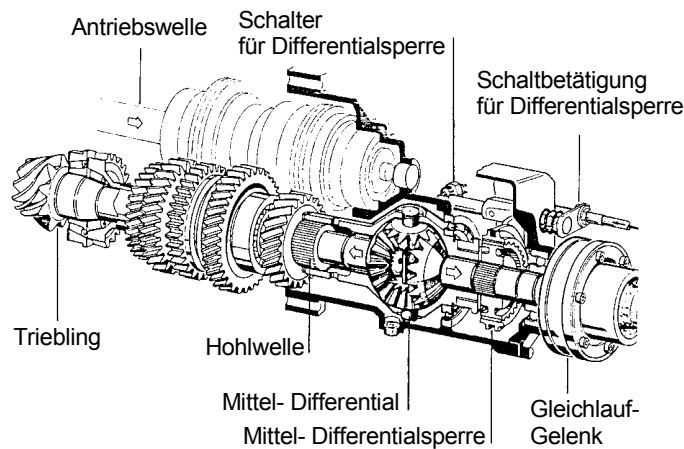
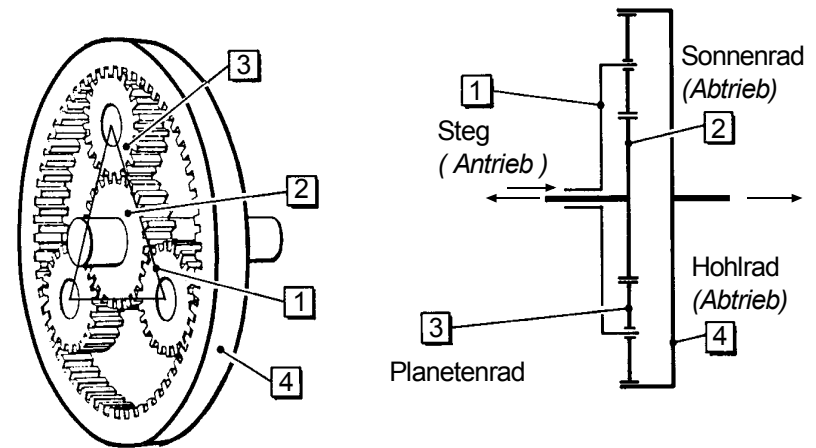


Abb. 3-88: Kegelradmitteldifferential (Audi Quattro)

3.5.2 Stirnradplanetendifferential

Das Stirnradplanetendifferential erzeugt eine ungleiche Momentenverteilung auf die Abtriebswellen. Eingesetzt wird ein stirnradverzahnter Planetensatz mit unterschiedlich großem Hohl- und Sonnenrad. Wie in Abb. 3-89 skizziert, erfolgt der Antrieb über den Planetenträger, Hohl- und Sonnenrad bilden je einen Abtrieb. Das Verhältnis der Abtriebsdrehmomente wird durch das Verhältnis i_0 der Wälzkreisdurchmesser von Hohl- und Sonnenrad bestimmt.



Drehmomentenverhältnis: $\frac{\text{Wälzkreisdurchmesser Hohlrad}}{\text{Wälzkreisdurchmesser Sonnenrad}}$

Abb. 3-89: Stirnradplanetendifferential

Das Stirnradplanetendifferential wird als Zentraldifferential bei Mehrachsantrieben mit asymmetrischer Momentenverteilung eingesetzt.

Abb. 3-90 zeigt ein Verteilergetriebe eines allradgetriebenen Fahrzeugs.

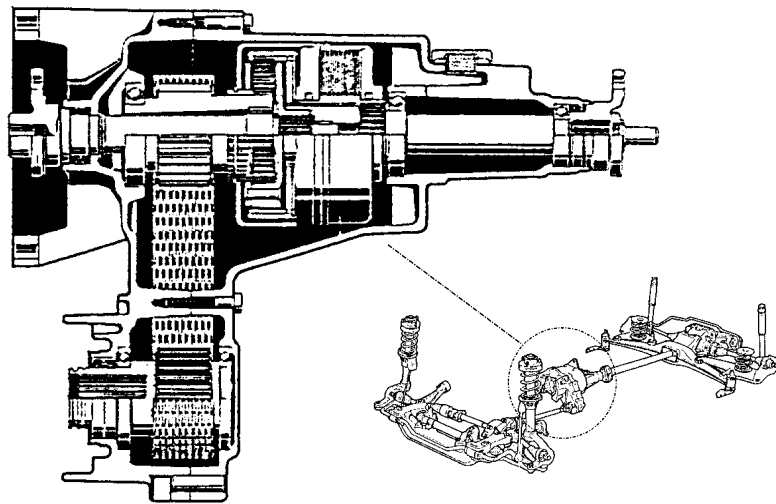


Abb. 3-90: Verteilergetriebe (BMW 325 iX)

3.5.3 Differentialsperren

Da sogenannte „freie“ Verteilergetriebe nur ein bestimmtes Drehmomentverhältnis zwischen den beiden Abtriebswellen zulassen, wird die Vortriebskraft eines Fahrzeugs begrenzt durch die Fahrbahn-Reifen-Paarung mit dem geringsten Kraftschluss. So kann z.B. bei unterschiedlicher Bodenhaftung in der linken und der rechten Fahrspur das Rad mit dem höheren Kraftschlussbeiwert lediglich auch das maximale Traktionsmoment des Rades von der glatteren Fahrbahn übertragen. Übersteigt das Antriebsmoment das durch die Kraftschlussgrenze (Kapitel 4.4) maximal übertragbare Moment, dreht das Rad mit dem niedrigeren Kraftschlusspotential durch. Gleiches gilt für Mehrachsantriebe zwischen den Achsen. Das Drehmoment kann nur in dem vorgegebenen Verhältnis übertragen werden. Im realen Fahrbetrieb sind sowohl unterschiedliche Fahrbahngriffigkeit (μ -Split) als auch unterschiedliche Radlasten, beispielsweise bei Kurvenfahrt, Ursachen für voneinander abweichende Kraftschlusspotentiale.

Wären bei ungleichem Kraftschluss zwischen der rechten und der linken Spur die Räder einer Achse starr miteinander verbunden, dann könnte das größere Kraftschlusspotential ausgenutzt werden (allerdings entsteht dabei ein Moment um die Fahrzeughochachse, das die Fahrstabilität beeinträchtigen kann). Um die Übertragung eines maximalen Antriebsmomentes auch beim Einsatz von Differentialsperren zu erreichen, wurden Differentialsperren entwickelt, die eine - je nach Ausführung unterschiedlich starke - Sperrwirkung zwischen beiden Abtriebswellen ermöglichen. Die erzielte Sperrwirkung ist charakterisiert durch den Sperrwert S . Er ist definiert als das Verhältnis der maximal möglichen Drehmomentdifferenz an den beiden Differentialausgängen und dem Eingangsdrehmoment M_E :

$$S = \frac{M_{A_{\max}} - M_{A_{\min}}}{M_E} \cdot 100\% \quad \text{Gl. 3-52}$$

Unter Vernachlässigung der Verluste durch Reibung im Verteilergetriebe gilt:

$$M_E = M_{A_{\max}} + M_{A_{\min}} \quad \text{Gl. 3-53}$$

Sperrdifferentialie lassen sich nach Art ihrer Wirkungsweise einteilen in:

- formschlüssige Sperrdifferentialie,
- kraftschlüssige Sperrdifferentialie.

a) Formschlüssige Sperrdifferentialie

Die einfachste und naheliegendste Ausführung einer Differentialsperre ist eine formschlüssige Verbindung (Rastung), die eine Abtriebswelle mit dem Planetenträger und so auch mit der anderen Abtriebswelle verbindet. Bei eingerückter Kupplung (Sperrre) entspricht das Verhalten des Abtriebs dem einer ungeteilten Welle. Der Sperrwert beträgt 100 %.

Die Kupplung wird über ein Schaltgestänge oder eine Schalthydraulik manuell vom Fahrer betätigt. In Abb. 3-91 sind ein formschlüssiges Kegelradsperrdifferential und ein entsprechendes Stirnraddifferential schematisch dargestellt.

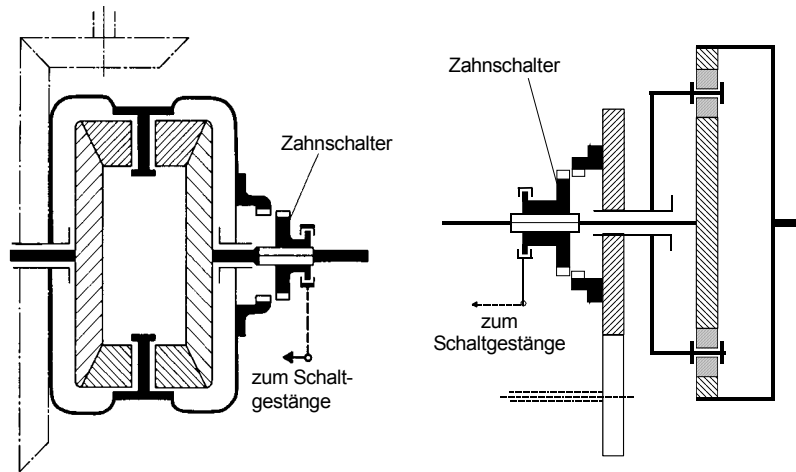


Abb. 3-91: Formschlüssige Sperrdifferentialie

Die manuelle Betätigung formschlüssiger Sperrdifferentialie verlangt vom Fahrer erhöhte Aufmerksamkeit, da eine nicht gelöste Verriegelung im normalen Fahrbetrieb infolge des fehlenden Drehzahlausgleichs zu erhöhtem Reifenverschleiß, starker Zusatzbeanspruchung des Antriebsstrangs, ABS-Fehlfunktionen sowie beeinträchtigter Lenkbarkeit des Fahrzeugs führt.

b) Kraftschlüssige Sperrdifferentialie

Die sperrende Wirkung heute gebräuchlicher Ausführungsformen beruht auf kraftschlüssiger Reibung, die die Ausgleichsbewegung behindert. Sie wird erzeugt durch Reibelemente zwischen den Antriebswellen, über die ein - je nach Bauform bzw. Fahrzustand verschieden großes - Drehmoment übertragen werden kann.

Man unterscheidet Sperrdifferentialie mit selbstregelnder Wirkung - ohne Eingriffsmöglichkeit von außen - und solche mit steuerbarer Wirkung.

- Sperrdifferentialie mit selbstregelnder Wirkung

Die einfachste Bauform eines selbstregelnden Sperrdifferentialie ist die Festwertsperrdifferentialie. Abb. 3-92 zeigt das Aufbauschema.

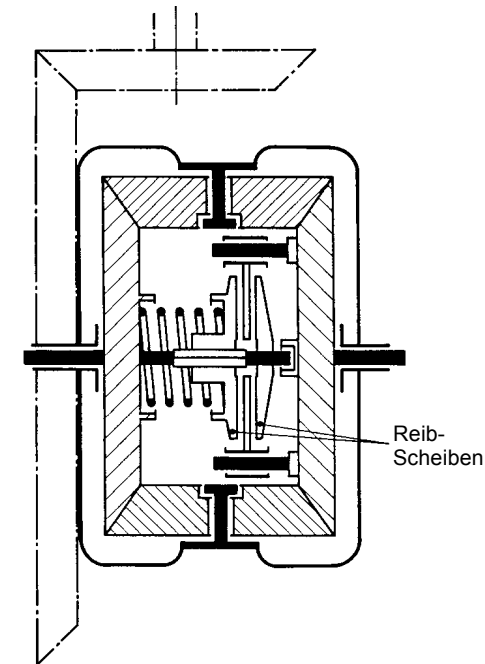


Abb. 3-92: Schema einer Festwertsperrdifferentialie

Die Festwertsperrdifferentialie erschwert die Ausgleichsbewegung der beiden Abtriebswellen ausschließlich durch ein fest definiertes Reibmoment, vorgegeben durch Feder- und Reibflächenauslegung. Die maximale Drehmomentdifferenz zwischen den Abtrieben ist folglich konstant, der in Gl. 3-52 auf Seite 160 definierte Sperrwert S hängt damit vom jeweiligen Lastzustand ab. Er vermindert sich mit zunehmender Last.

Beim Spin-Resistant-Differential (Borg-Warner) in Abb. 3-93 wird das Reibmoment über zwei - mit jeweils einer Ausgangswelle verbundenen - Konusbremsen auf den gemeinsamen Differentialkäfig und somit zwischen den beiden Abtrieben übertragen. Die Anpresskraft der Bremsen wird zum einen durch eine konstante Federbelastung, zum anderen -abhängig vom anliegenden Eingangsdrehmoment- durch die axialen Verzahnungspreizkräfte zwischen Planetenrädern und Achskegelrädern erzeugt. Das Sperrmoment setzt sich somit aus einem festen und einem lastabhängigen Anteil zusammen.

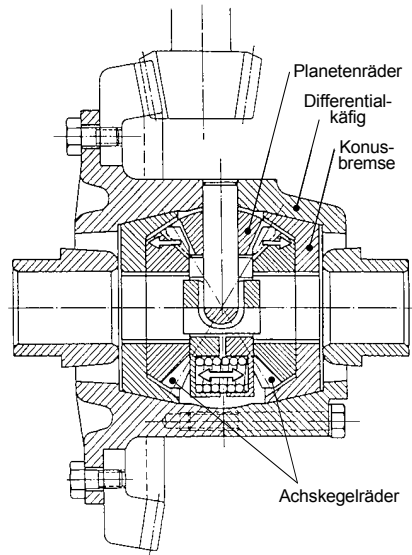


Abb. 3-93: Spin-Resistant-Sperrdifferential (Borg-Warner)

Die Sperrwirkung von Sperrschnackendifferentialen beruht auf erhöhter Zahnreibung bei der Ausgleichsdrehbewegung zwischen den Abtriebswellen. Dies wird erreicht durch Verwendung von Schneckengetrieben mit einem auf hohe Zahnflankenreibung abgestimmten Steigungswinkel sowie durch erhöhte Anzahl von Zahnradpaarungen. Mit diesem Sperrprinzip werden bei lastunabhängigem Reibmoment Sperrwerte bis zu 90% erzielt.

Eine Sonderbauform des Sperrschnackendifferentials, das Torsen-Differential (TORque-SENsing) in Abb. 3-94, ermöglicht ein vom Eingangsdrehmoment abhängiges Reibmoment.

Die in Abb. 3-95 dargestellten Schneckenradpaare weisen eine über ihrer Länge variierende Steigung auf und sind gegen eine Feder axial verschiebbar. Bei niedriger Last kommt der Bereich verlustarmer Steigung zum Eingriff, so dass hier -auch wegen der geringen Anzahl von Zahnradpaarungen durch zwischengeschaltete Stirnräder- die Ausgleichsbewegung kaum behindert wird. Steigt das Eingangsdrehmoment an, verschieben sich die Schneckenräder durch zunehmende Umfangskräfte hin zu reibungsintensiven Steigungswinkeln, Sperrwerte um 90% werden erreicht.

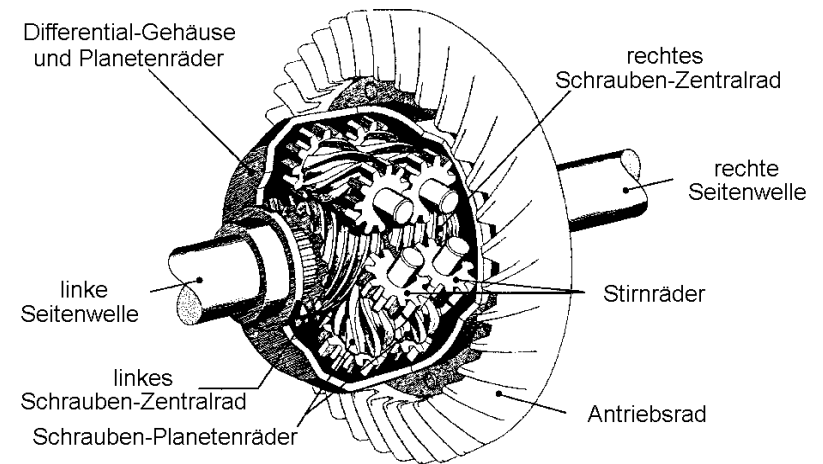


Abb. 3-94: Torsen-Differential (Audi)

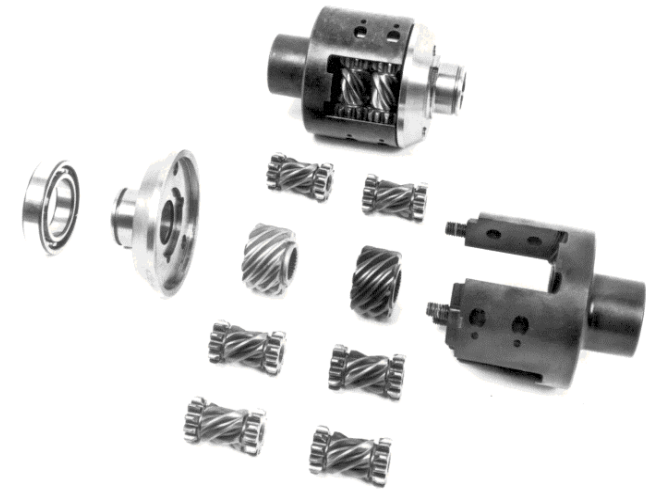


Abb. 3-95: Komponenten des Torsen-Differentials (Audi)

Die in Abb. 3-96 dargestellte Differentialsperre arbeitet nach dem Prinzip der visko-hydraulischen Kupplung.

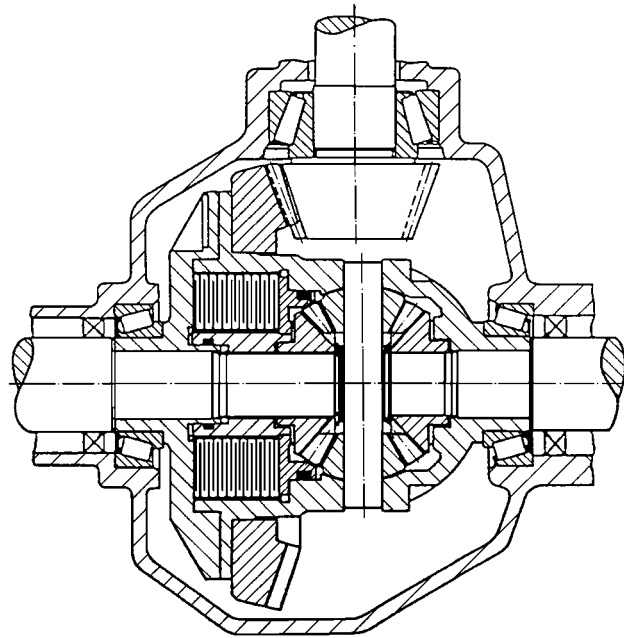


Abb. 3-96: Sperrdifferential mit visko - hydraulischer Kupplung

In der gezeigten Ausführung überträgt die Visco - Kupplung ein Reibmoment zwischen einer Abtriebswelle und dem Differentialkäfig. Dadurch wird auch die Relativbewegung der Räder zueinander behindert. Die Höhe des Reibmoments ist dabei allein von der Gleitgeschwindigkeit der Lamellen zueinander abhängig. Durch eine entsprechende Auslegung (Temperatur- und Druckentwicklung im Silikonöl) kann durch den sogenannten „Hump - Effekt“ eine erhöhte Sperrwirkung erfolgen.

Den Reibmomentenverlauf der beschriebenen selbstregelnden Differentialsperren über der Differenzdrehzahl der Ausgangswellen zeigt Abb. 3-97. Eine Variation des Eingangsmoments bleibt bei dieser Darstellung unberücksichtigt.

Auffällig ist bei den mit mechanischer Reibung arbeitenden Sperrdifferentialsperren der Übergangsbereich vom höheren Haftreibungsmoment zum konstanten Sperrmoment im Bereich der Gleitreibung, während das Reibmoment des Sperrdifferentials mit visko - hydraulischer Sperre über der Drehzahldifferenz degressiv ansteigt und so für einen weichen Übergang sorgt. Im Übergangsbereich lässt die Visco - Sperre jedoch

noch mehr Differenzdrehzahlen zu, als die mechanisch wirkenden Sperren. Dadurch kann es bei schneeglatte Fahrbahn zum „Polieren“ der Fahrbahn kommen, so dass auch mit zunehmender Sperrwirkung kein Wegfahren mehr möglich ist. Hier sind die Differentiale, die auch bei kleinen Differenzdrehzahlen bereits hohe Sperrwerte haben, deutlich besser. Das hat zunehmend zur Entwicklung der Sperrdifferentialsperren mit steuerbarer Wirkung geführt.

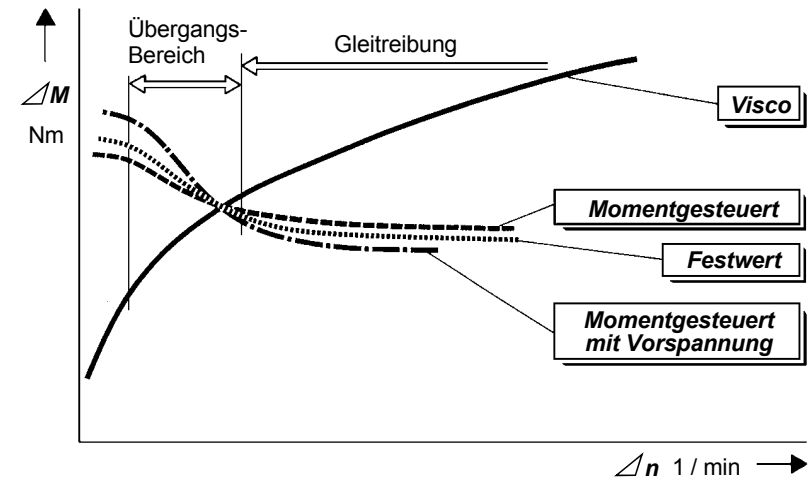


Abb. 3-97: Kennlinien verschiedener selbstregelnder Sperrdifferentialsperren

- Sperrdifferential mit steuerbarer Wirkung

Steuerbare Sperrdifferentialsperren ermöglichen eine Einstellung des Reibmoments. Das kann gestuft oder stufenlos geschehen. Als Reibelement bietet sich die Lamellenkupplung an, die über den Anpressdruck zu steuern ist.

Bei der Auslegung solcher Sperrdifferentialsperren ist jedoch zu berücksichtigen, dass das Sperrmoment immer kleiner bleibt als die Kraftschlussdifferenz. Es kann dann höchstens ein Rad durchdrehen (entsprechendes gilt für die angetriebenen Achsen bei Einsatz eines Sperrdifferentials als Zentraldifferential).

Sollte das momentan wirkende Reibmoment eines Achssperrdifferentials größer als die Differenz der Kraftschlusspotentiale von linkem und rechtem Rad einer Achse sein, so könnten bei entsprechend hohem Eingangsmoment beide Räder durchdrehen; das Fahrzeug wäre dann nur schwer zu beherrschen.

Mit einer Elektronik kann eine stufenlose Regelung des Reibmomentes, je nach Kraftschlusspotential oder Fahrzustand, erfolgen. Mögliche Eingabedaten sind Raddrehzahlen, Radlasten, Lenkeinschlag sowie Querschleunigung. Das so einzustellende Sperrmoment bewirkt abhängig von der Fahrsituation optimale Traktion bei gleichzeitig hoher Fahrstabilität. Abb. 3-98 zeigt ein ausgeführtes Beispiel für ein hydraulisch steuerbares automatisches Sperrdifferential.

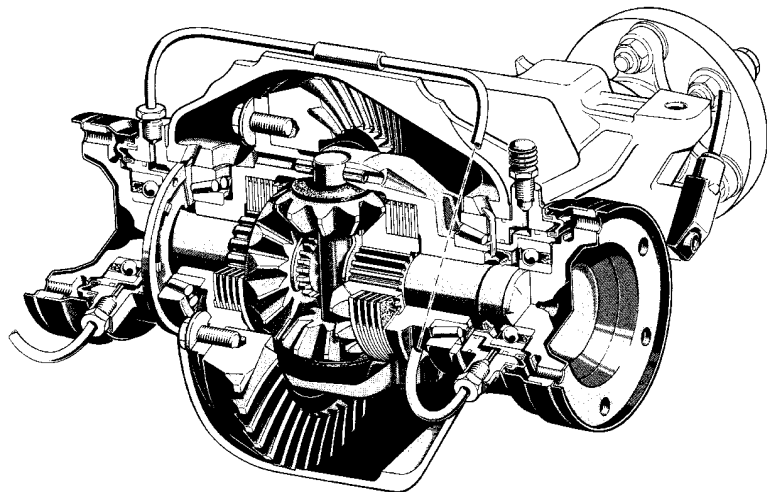


Abb. 3-98: Automatisches Sperrdifferential

c) Vergleich der Systeme

Das manuell betätigte, formschlüssige Sperrdifferential bietet unter extremen Fahrbedingungen gute Traktionsverbesserungen gegenüber herkömmlichen Differentialen bei zugleich niedrigem zusätzlichem Bauaufwand. Beim Einsatz im allgemeinen Fahrbetrieb ist dieses Sperrdifferential mit seiner Sperrwirkung von 100% aus Gründen der Fahrsicherheit unbedingt zu lösen. Verwendung findet es bei preiswerten Fahrzeugen und im Off-Road-Bereich.

Selbstregelnde Sperrdifferentialerfordern bei unterschiedlichen Fahrsituationen keinen Regelungsaufwand durch den Fahrer oder durch eine Steuerelektronik. Das Sperrmoment ist in der Regel variabel, abhängig von Differenzdrehzahl bzw. Lastmoment. Die Reibmomentenkennlinie ist jedoch fest vorgegeben. So können für

einen Teil der Kraftschlussbedingungen keine guten Ergebnisse bezüglich Traktion und Fahrstabilität erzielt werden.

Der gleichzeitige Einsatz von automatischen Blockierverhinderern (s. Kap. 4.4.4) erweist sich als problematisch, da ihre Regelungselektronik eine Entkopplung der Räder voraussetzt. Hinzu kommen bauartspezifische Nachteile wie erhöhter Verschleiß beim Sperrschneckendifferential oder das erst bei nennenswertem Radschlupf erfolgende Ansprechen der Visko-Sperre.

Das elektronisch steuerbare Sperrdifferential liefert durch sein den jeweiligen Fahrbedingungen angepasstes Kennfeld optimale Traktionsergebnisse bei stabil bleibendem Fahrzustand. Ein Anti-Blockier-Verhinderer (ABV) kann bei der Programmauslegung berücksichtigt werden (Zurücknahme des Sperrmoments bei Bremsvorgängen). Einer breiten Anwendung steht aber der hohe Zusatzaufwand durch Messfühler, Mikroprozessor und zusätzlicher Hydraulik entgegen.

3.6 Bremsen

Bremsen dienen in erster Linie der Verzögerung des Kraftfahrzeugs über Fahrwiderstände und motoreigene Bremswirkung hinaus. Dabei wird die kinetische Energie des Fahrzeugs in Wärme umgewandelt. Neben dieser Haupteinsatzform haben Bremsen die Aufgabe, das Fahrzeug im Stillstand oder (bei Gefällstrecken) auf einer konstanten Geschwindigkeit zu halten.

Allgemein unterscheidet man bei einem Kraftfahrzeug:

- Betriebsbremsanlage: in der Regel Geschwindigkeitsverminderung im normalen Fahrbetrieb
- Hilfsbremsanlage: übernimmt Funktion der Betriebsbremse im Fall deren Versagens
- Feststellbremsanlage: verhindert unbeabsichtigtes Rollen des stehenden Fahrzeugs
- Dauerbremsanlage: für längere Beharrungs- sowie häufige Haltebremsungen (Linienbus)

Betriebs-, Hilfs- und Feststellbremsanlage arbeiten direkt auf die Radbremsen. Bremselemente der Dauerbremsanlage üben ihr verzögerndes Moment in der Regel auf den Antriebsstrang aus.

Eine übliche Fahrzeugbremsanlage besteht aus:

- der Betätigungseinrichtung: Pedalwerk
Handbremshebel
- der Übertragungseinheit: Bauteile zwischen Betätigungseinrichtung und Bremse
 - hydraulische
 - pneumatische
 - mechanische
 } Bremskraftübertragung
- den Radbremsen

Als Beispiel sind in Abb. 3-99 die Komponenten einer 4-Rad-Scheibenbremsanlage mit einer diagonalen Bremskreisaufteilung (Kapitel 3.6.3) für Personenkraftwagen dargestellt. Die Entstehung der Radbremskraft in der Reifenaufstandsfläche aus der Fahrerfußkraft mit den zugehörigen inneren Kräften gibt Abb. 3-100 wieder.

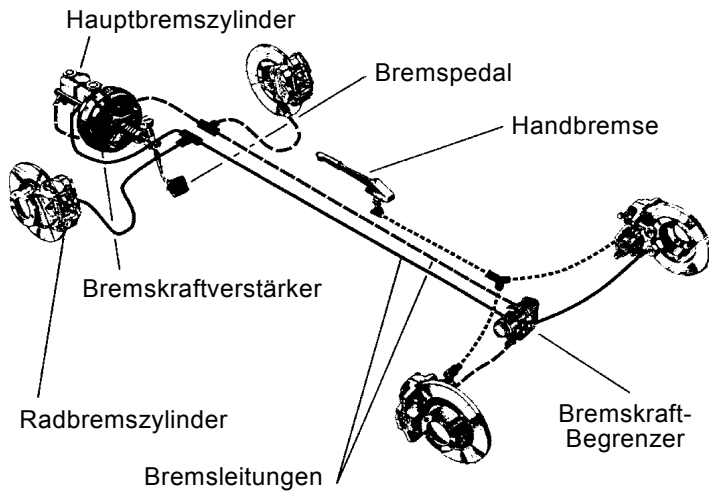


Abb. 3-99: Pkw-4-Rad-Scheibenbremsanlage

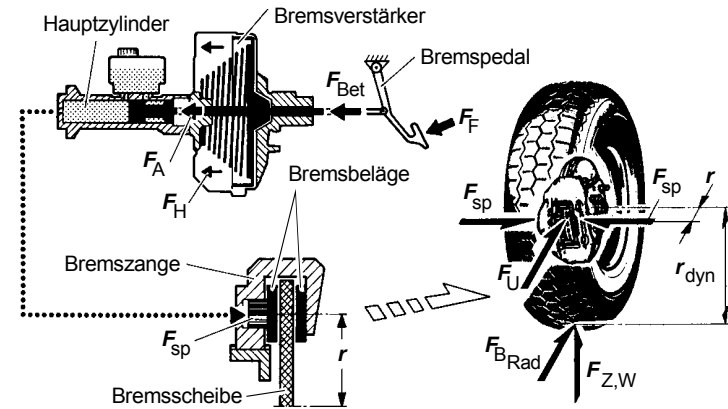


Abb. 3-100: Kräfte einer Bremsanlage

Die vom Fahrer aufzubringende Fußkraft F_F wird zunächst durch das Bremspedal zur Eingangskraft der Betätigungseinrichtung F_{Bet} , übersetzt. Innerhalb der -in diesem Fall- hydraulischen Übertragungseinrichtung wird die Betätigungskraft, eventuell unterstützt durch einen Bremskraftverstärker, der sie um die Hilfskraft F_H erhöht, über den Hauptbremszylinder in hydraulischen Druck umgesetzt. Über die Bremsleitungen gelangt der Bremsdruck zu den Radbremszylindern und führt dort zu der zur Betätigung der Radbremsen erforderlichen Spannkraft F_{Sp} . Die Spannkraften erzeugen über die Reibbeläge eine Umfangskraft F_U am wirksamen Bremsradius r und somit eine Radbremskraft F_{BRad} in der Reifenaufstandsfläche.

Die resultierende Radbremskraft ergibt sich aus der Umfangskraft zu:

$$F_{BRad} = F_U \cdot \frac{r}{r_{dyn}} \tag{Gl. 3-54}$$

mit der Bremsenkennung C^* , auch als innere Übersetzung oder Übersetzung der Radbremse bezeichnet:

$$C^* = \frac{F_U}{F_{Sp}} \tag{Gl. 3-55}$$

und der äußeren Übersetzung i_a (Übersetzung der Übertragungseinrichtung):

$$i_a = \frac{F_{Sp}}{F_{Bet}} \quad \text{Gl. 3-56}$$

erhält man:

$$F_{B_{Rad}} = F_{Bet} \cdot i_a \cdot C^* \cdot \frac{r}{r_{dyn}}$$

$$\underbrace{\hspace{10em}}_{F_{Sp}}$$

$$\underbrace{\hspace{10em}}_{F_U} \quad \text{Gl. 3-57}$$

Bevor näher auf die einzelnen Bremsanlagenkomponenten eingegangen wird, sollen im folgenden kurz die gesetzlichen Grundlagen erwähnt werden.

3.6.1 Gesetzliche Grundlagen

Neben den nationalen Bestimmungen durch den §41 der Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO) „Bremsen und Unterlegkeile“ ist seit 1980 auch die Regelung der Europäischen Gemeinschaft ECE-R 13/05 „Bremsanlagen“ geltendes Recht in der Bundesrepublik Deutschland. Sie gilt für alle Straßenfahrzeuge mit einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit von mehr als 25 km/h und teilt diese Fahrzeuge gemäß Tab. 3-13 in verschiedene Klassen ein, wobei hier der Vollständigkeit halber auch die Klassen der Anhänger, obwohl keine Kraftfahrzeuge im eigentlichen Sinne, mit angegeben sind.

Die Fahrzeuge der Klassen M und N müssen bestimmte Anforderungen an die Betriebs-, Hilfs- und Feststellbremsanlage erfüllen, die im Anschluss noch genauer beschrieben werden.

Klasse M	Klasse N	Klasse 0
Zur Personenbeförderung bestimmte Kraftfahrzeuge mit mind. 4 Rädern oder mit 3 Rädern und einem Gesamtgewicht > 1 t	Zur Güterbeförderung bestimmte Kraftfahrzeuge mit mind. 4 Rädern oder mit 3 Rädern und einem Gesamtgewicht > 1 t	Anhänger (einschließlich Sattelaufzieger)
M ₁ : außer dem Fahrersitz bis max. 8 Sitzplätze	N ₁ : max. zul. Gesamtgewicht < 3,5 t	O ₁ : max. zul. Gesamtgewicht < 0,75 t
M ₂ : außer dem Fahrersitz mehr als 8 Sitzplätze und max. zulässiges Gesamtgewicht 5 t	N ₂ : max. zul. Gesamtgewicht > 3,5 t und < 12 t	O ₂ : max. zul. Gesamtgewicht > 0,75 t und < 3,5 t
M ₃ : außer dem Fahrersitz mehr als 8 Sitzplätze und max. zulässiges Gesamtgewicht > 5 t	N ₃ : max. zul. Gesamtgewicht > 12 t	O ₃ : max. zul. Gesamtgewicht > 3,5 t und < 10 t
		O ₄ : max. zul. Gesamtgewicht > 10 t

Tab. 3-13: Einteilung in Fahrzeugklassen (ECE-R13/05)

a) Betriebsbremsanlage

Die Betriebsbremsanlage muss vom Fahrzeugführer abstufbar betätigt werden können, ohne die Hände von der Lenkung nehmen zu müssen. In der Regel sind mindestens zwei unabhängige Übertragungseinrichtungen notwendig (Zweikreisbremsanlage), da bei teilweisem Ausfall eine vorgeschriebene Mindestverzögerung erreichbar bleiben muss.

Die vorgeschriebenen Bremswerte für die Betriebsbremsanlage sind der Tab. 3-14 zu entnehmen.

Normalbetrieb:

Klasse	M ₁	M ₂	M ₃	N ₁	N ₂	N ₃
Prüftyp	0 - I	0 - I	0 - I - II	0 - I	0 - I	0 - I - II
v ₁ [km/h]	80	60	60	80	60	60
a _B [m/s ²]	5,8	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
s _{Bmax} [m]	50,7	36,7	36,7	61,2	36,7	36,7
F _{Fmax} [N]	500	700	700	700	700	700

bei einem Defekt:

v ₁ [km/h]	80	60	60	70	50	40
minimales a _B [m/s ²] unbeladen:	1,5	1,3	1,5	1,1	1,1	1,3
beladen:	1,7	1,5	1,5	1,3	1,3	1,3
F _{Fmax} [N]	700	700	700	700	700	700

mit: v₁ = Ausgangsgeschwindigkeit s_B = Bremsweg
a_B = mittlere Vollverzögerung F_F = Fahrerfußkraft

Bremsprüfungen:

Typ 0 : kalte Bremse
Typ I : "Fading"-Test
Typ II : Bremsung auf Gefällstrecken

Streckenberechnung s_{Bmax}:
Typ A : $0,1 \cdot v_1 + v_1^2 / 150$
Typ B : $0,15 \cdot v_1 + v_1^2 / 130$
(Typ A für Klasse M₁, sonst Typ B)

Tab. 3-14: Anforderungen an die Betriebsbremsanlage (ECE-R 13/05)

b) Hilfsbremsanlage

Die Hilfsbremsanlage muss ebenfalls abstufbar betätigt werden können; allerdings darf der Fahrzeugführer dazu eine Hand von der Lenkung nehmen. Die mit der Hilfsbremsanlage erreichbare Verzögerung muss mindestens halb so groß sein, wie die für die Betriebsbremsanlage vorgeschriebene. Dabei dürfen die in nachstehender Tabelle angegebenen Hand- bzw. Fußkräfte für den Fahrer nicht überschritten werden.

Fahrzeugklasse	max. Handkraft	max. Fußkraft
M ₁	400 N	500 N
alle anderen Klassen	600 N	700 N

c) Feststellbremsanlage

Die Feststellbremsanlage muss das beladene Fahrzeug auf einer Neigung von 20%, bei Lastzügen das mit Anhänger oder Auflieger gekoppelte Zugfahrzeug auf einer Neigung von 12%, im Stillstand halten können. Die zulässigen maximalen Hand- bzw. Fußkräfte gibt die nachstehende Tabelle wieder.

Fahrzeugklasse	max. Handkraft	max. Fußkraft
M ₁	400 N	500 N
alle anderen Klassen	700 N	700 N

Die Kraftübertragung darf bei der Feststellbremsanlage nur rein mechanisch erfolgen. In den meisten Fällen übernimmt die Feststellbremse zugleich die Aufgaben der Hilfsbremsanlage.

d) Dauerbremsanlage

Die Regelungen der EG schreiben für Fahrzeuge der Klassen M₂, M₃ und N₃ die Verwendung von Dauerbremsen vor, wenn von der Betriebsbremse die vorgeschriebenen Prüfungen (Typ I und II) nicht bestanden werden. Die Funktion der Dauerbremsanlage muss unabhängig von Zustand und Wirksamkeit der übrigen Bremsanlagen sichergestellt sein.

Die deutsche Straßenverkehrszulassungsordnung geht hier weiter. Sie schreibt Dauerbremsen verbindlich für alle Nkw und Anhänger mit einem zulässigen Gesamtgewicht $G_{ges\ zul} > 9\ t$ und alle Busse mit $G_{ges\ zul} > 5,5\ t$ vor.

Dabei muss allein mit der installierten Dauerbremse auf einer 7%-igen Gefällstrecke eine Beharrungsgeschwindigkeit von $v = 30\ km/h$ über eine Strecke von 6 km eingehalten werden können.

Die ECE-R 13/05 stellt innerhalb der Europäischen Gemeinschaft geltendes Recht dar, während in den übrigen Ländern oft gesonderte Vorschriften zu beachten sind, wie beispielsweise die in den USA bestehenden Federal Motor Vehicle Safety Standards (FMVSS).

3.6.2 Radbremsen

Betriebs-, Hilfs- und Feststellbremsanlage üben ihre verzögernde bzw. fixierende Kraft über Radbremsen aus. Im Kraftfahrzeugbau kommen als Radbremsen ausschließlich Trommel- und Scheibenbremsen zum Einsatz.

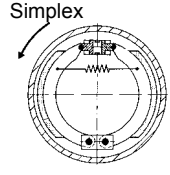
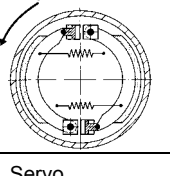
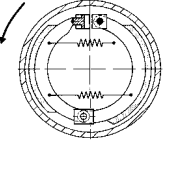
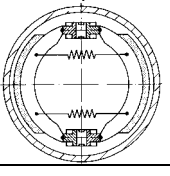
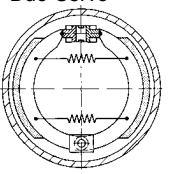
a) Trommelbremse

Grundsätzlich können Trommelbremsen als Band- oder Backenbremsen ausgeführt sein, wobei die bremsende Reibungskraft innen oder außen an der rotierenden Trommel angreifen kann. Übliche Bauart ist die Innenbackenbremse mit in der Regel zwei Backen in einer Trommel.

Nach Art der Spannkrafteinleitung und der Backenabstützung werden Trommelbremsen in unterschiedliche Kategorien eingeteilt:

- Simplex - Bremse
- Duplex - Bremse
- Servo - Bremse
- Duo - Duplex - Bremse
- Duo - Servo - Bremse

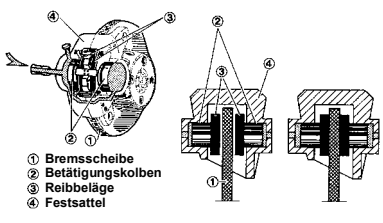
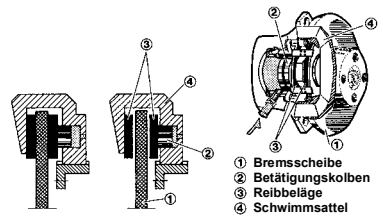
Bei der Backenabstützung unterscheidet man auflaufende und ablaufende Backen. Durch die Abstützung der auflaufenden Backe ergibt sich aus der Reibungskraft, die in Drehrichtung um den Backendrehpunkt wirkt, eine Selbstverstärkung der Bremswirkung. Entsprechend führt die Reibungskraft bei der ablaufenden Backe zu einer Selbstabschwächung, da sie nicht um den Backendrehpunkt, sondern entgegen der Spannkraft wirkt. Tab. 3-15 stellt die verschiedenen Kategorien von Trommelbremsen gegenüber.

Bauart	Betätigung	Abstützung	Verstärkung
 <p>Simplex</p>	über Doppelbremszylinder	gegen achsfesten Drehpunkt immer eine Bremsbacke auflaufend, eine ablaufend	geringe Selbstverstärkung, die von der Drehrichtung unabhängig ist
 <p>Duplex</p>	über Einfachbremszylinder (je einer pro Backe)	jede Bremsbacke hat eigenen achsfesten Abstützpunkt in Hauptdrehrichtung sind beide Backen auflaufend	höchste Selbstverstärkung in Hauptdrehrichtung entgegengesetzt hohe Selbstabschwächung
 <p>Servo</p>	über nur einen Einfachbremszylinder	Abstützkraft der Primärbacke ist Spannkraft der Sekundärbacke, diese stützt sich gegen achsfesten Drehpunkt beweglicher Drehpunkt zwischen den Backen	höchste Selbstverstärkung in Hauptdrehrichtung entgegengesetzt hohe Selbstabschwächung
 <p>Duo-Duplex</p>	über zwei Doppelbremszylinder mit integriertem Kolbenanschlag	für beide Drehrichtungen gleiche, selbstverstärkende Anordnung von spannender und abstützender Bremsbackenseite	hohe Selbstverstärkung in beide Drehrichtungen
 <p>Duo-Servo</p>	über einen Doppelbremszylinder mit integriertem Kolbenanschlag	beweglicher Drehpunkt zwischen den Backen	höchste Selbstverstärkung in beide Drehrichtungen

Tab. 3-15: Bauarten von Trommelbremsen

b) Scheibenbremse

Bei der Scheibenbremse werden die Reibbeläge axial gegen die mit dem Rad rotierende Bremsscheibe gepresst, weshalb diese Bremsenbauart - im Unterschied zur radial wirkenden Trommelbremse- auch als Axialbremse bezeichnet wird. In heutigen Kraftfahrzeugen verwendete Scheibenbremsen werden ausnahmslos als Teilscheibenbremsen ausgeführt, d.h. der Reibbelag bedeckt nur einen Sektor der Scheibenreibfläche. Man unterscheidet dabei Fest- und Schwimmsattel-Scheibenbremsen. Tab. 3-16 enthält einen Vergleich dieser Systeme.

Festsattel - Scheibenbremse	Schwimmsattel - Scheibenbremse
 <p>1 Bremsscheibe 2 Betätigungskolben 3 Reibbeläge 4 Festsattel</p>	 <p>1 Bremsscheibe 2 Betätigungskolben 3 Reibbeläge 4 Schwimmsattel</p>
<p>Die Bremsscheibe wird vom Sattel umfasst, der fest mit dem Radträger verschraubt ist.</p> <p>An beiden Scheibenseiten presst je ein axial verschiebbarer, hydraulisch oder mechanisch zu betätigender, Kolben den Reibbelag gegen die Scheibe.</p> <p>Normalerweise gleichmäßige Anpresskraft beider Reibbeläge.</p> <p>Die Hydraulikleitung im Sattel über der heißen Bremsscheibe erzeugt u.U. Dampfblasen.</p> <p>Aufwendige Bauweise.</p>	<p>Axial verschiebbarer Sattel mit nur einem Betätigungskolben.</p> <p>Schwimmsattel und Betätigungskolben drücken die Reibbeläge gegen die Bremsscheibe.</p> <p>Infolge von Reibung in der Sattelführung sind höhere Spannkraften erforderlich.</p> <p>Infolge geringeren Bauvolumens bessere Kühlbedingungen für die Scheibe, Gefahr der Dampfblasenbildung geringer.</p> <p>Geringerer felgenseitiger Platzbedarf.</p> <p>In der Herstellung preiswerter.</p>

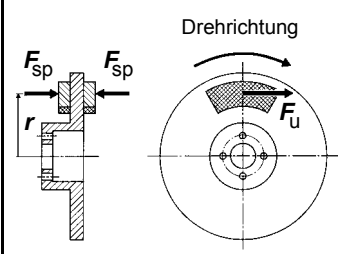
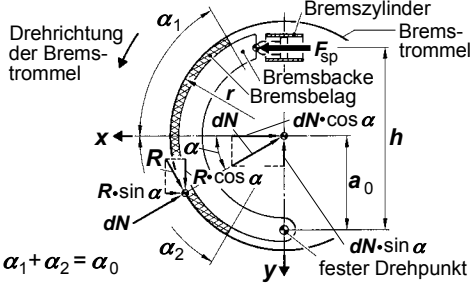
Tab. 3-16: Vergleich von Scheibenbremsbauarten

c) Bremsenkennung

Die Bremsenkennung oder innere Übersetzung C^* charakterisiert die Umsetzung der eingeleiteten Spannkraft in eine bremsende Umfangskraft innerhalb der Radbremse.

$$C^* = \frac{F_U}{F_{Sp}} \quad \text{Gl. 3-58}$$

In Tab. 3-17 sind für Scheiben- und Trommelbremse die zugehörigen Gleichungen zusammengefasst.

Scheibenbremse	Trommelbremse
	
<p>Spannkraft entspricht der Normalkraft auf die Scheibe:</p> $F_{Sp} = N$ <p>Umfangskräfte auf beiden Scheibenseiten:</p> $F_{U1} = F_{U2} = m \cdot F_{Sp}$ <p>Bremsenkennung:</p> $C^* = \frac{F_U}{F_{Sp}} = \frac{2 \cdot \mu \cdot F_{Sp}}{F_{Sp}}$ $C^* = 2 \cdot \mu$	<p>Spannkraft hat keine über den Reibbelagumfang gleichmäßige Normalkraftverteilung.</p> <p>Näherung: cos-Ansatz der Druckverteilung</p> <p>Kennung der auflaufenden Bremsbacke:</p> $C_1 = \frac{\frac{h}{r}}{f(\alpha_0) \cdot \frac{a_0}{r} - \mu} \cdot \mu$ <p>mit:</p> $f(\alpha_0) = \frac{\alpha_0 + \sin \alpha_0}{4 \cdot \sin(0,5 \cdot \alpha_0)}$ <p>Kennung der ablaufenden Bremsbacke:</p> $C_2 = \frac{\frac{h}{r}}{f(\alpha_0) \cdot \frac{a_0}{r} + \mu} \cdot \mu$ <p>Gesamtkennung (z.B. für Simplexbremse):</p> $C^* = C_1 + C_2$ $C^* = \frac{f(\alpha_0) \cdot \frac{a_0}{r}}{\left(f(\alpha_0) \cdot \frac{a_0}{r}\right)^2 - \mu^2} \cdot \frac{h}{r} \cdot 2 \cdot \mu$ <p>Selbsthemmungsbedingung:</p> $\mu = f(\alpha_0) \cdot \frac{a_0}{r}$

Tab. 3-17: Berechnung von Scheiben- und Trommelbremse

In Abb. 3-101 sind die Verläufe der Bremsenkennung verschiedener Bremsbauarten über dem Reibwert vergleichend aufgezeigt.

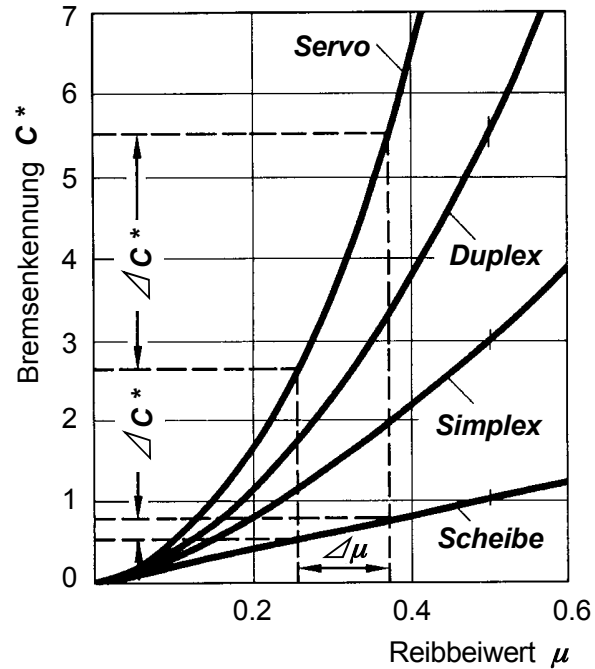


Abb. 3-101: Bremsenkennung für verschiedene Bremsentypen

Es wird deutlich, dass sich Reibwertschwankungen $\Delta\mu$ bei Bremsen mit hoher Selbstverstärkung in stärkerem Maße auf die Umfangskraft auswirken als bei Bremsen geringer Selbstverstärkung. Ein Maß für die Abhängigkeit der Bremsenkennung von Änderungen des Reibungskoeffizienten ist die sogenannte Empfindlichkeit E_0 :

$$E_0 = \frac{dC^*}{d\mu} \tag{Gl. 3-59}$$

Es ergibt sich für die Scheibenbremse ein konstanter Wert:

$$E_{0\text{Scheibe}} = 2 \tag{Gl. 3-60}$$

Die Empfindlichkeit der Simplex-Bremse steigt schon bei geringen Reibwerten stark progressiv an:

$$E_{0\text{Simplex}} = 2 \cdot f(\alpha_0) \cdot \frac{a_o}{r} \cdot \frac{h}{r} \cdot \frac{(f(\alpha_0) \cdot \frac{a_o}{r})^2 + \mu^2}{((f(\alpha_0) \cdot \frac{a_o}{r})^2 - \mu^2)^2} \tag{Gl. 3-61}$$

Abb. 3-102 zeigt die Empfindlichkeit für Scheiben- und Simplex-Bremse. Für die Simplex-Bremse sind zusätzlich die Anteile der beiden Backen eingezeichnet.

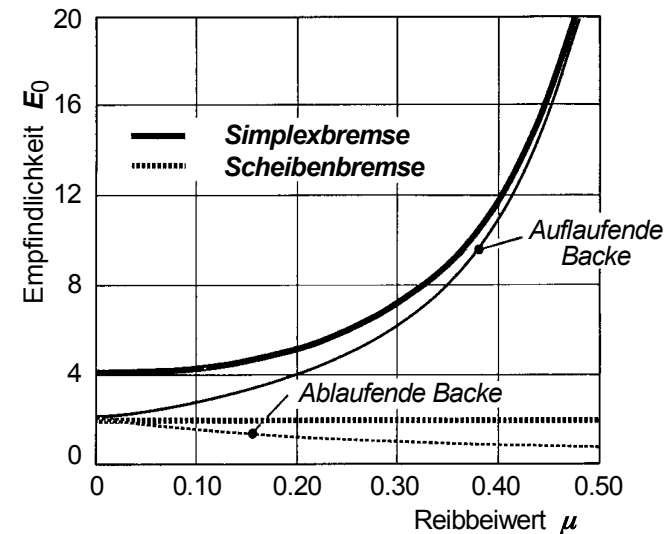
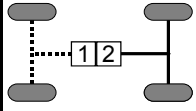
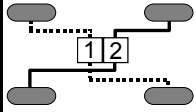
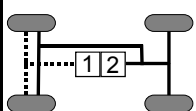
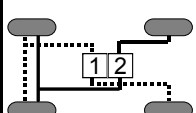
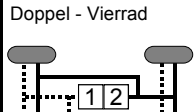


Abb. 3-102: Empfindlichkeit E_0 in Abhängigkeit vom Reibwert für Scheibenbremse und Simplex-Bremse

3.6.3 Bremskreisaufteilung

Zur Erhöhung der Sicherheit von Betriebsbremsanlagen wird die Übertragungseinrichtung allgemein zweikreisig ausgeführt. So bleibt bei Defekt eines Bremskreises eine Bremswirkung, wenn auch in eingeschränktem Maße, durch den intakten Bremskreis erhalten.

In der Praxis sind fünf verschiedene Bremskreisaufteilungen realisiert worden, die in Tab. 3-18 vergleichend betrachtet werden:

	Aufteilung	bei Ausfall
	je ein Bremskreis für Vorder- und Hinterachse	bei Ausfall eines Bremskreises bleibt das Fahrzeug stabil bei Ausfall des vorderen Kreises ist die Verzögerung wesentlich geringer (Achslastverschiebung)
	jeder Kreis umfasst eine Vorderradbremse und diagonal dazu eine Hinterradbremse	bei Kreisausfall bleibt die halbe Gesamtbremskraft erhalten dann allerdings: Giermoment um Fahrzeughochachse infolge unterschiedlicher Bremskräfte an Vorder- und Hinterrad
	Vorderradbremsen in beide Kreise eingebunden	gegenüber Standardaufteilung verbesserte Bremswirkung bei Ausfall des vorderen Kreises
	jeder Kreis wirkt auf beide Vorderräder und ein Hinterrad	bei Kreisausfall wirkt stets noch die gesamte Vorderachsbremse und eine Hinterachsbremse allerdings: Giermoment um Fahrzeughochachse
	zwei unabhängige auf alle vier Radbremsen wirkende Bremskreise	bei Kreisausfall auch weiterhin maximale Bremswirkung erreichbar

Tab. 3-18: Vergleich verschiedener Bremskraftaufteilungen

3.6.4 Hydraulikbremsanlage

In Betriebsbremsanlagen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen werden die Bremskräfte in der Regel hydraulisch übertragen. Die Vorteile dieser Kraftübertragung liegen in der Inkompressibilität des übertragenden Mediums, den geringen Übertragungsverlusten und nicht zuletzt der gegenüber mechanischen Elementen flexibleren Leitungsverlegung.

Eine hydraulische Bremsanlage weist in der Regel die folgenden Bauelemente auf:

- Pedalwerk (Betätigungseinrichtung)
- Bremskraftverstärker (optional)
- Hauptzylinder (Übertragungseinrichtung)
- Radbremszylinder (Übertragungseinrichtung)

a) Pedalwerk

Gemäß den gesetzlichen Richtlinien werden Betriebsbremsanlagen vom Fahrerfuß über das Pedalwerk betätigt. Das Pedalwerk hat die Aufgabe, die Fußkraft mechanisch weiterzuleiten und zu verstärken. Den prinzipiellen Aufbau eines Bremspedals zeigt Abb. 3-103.

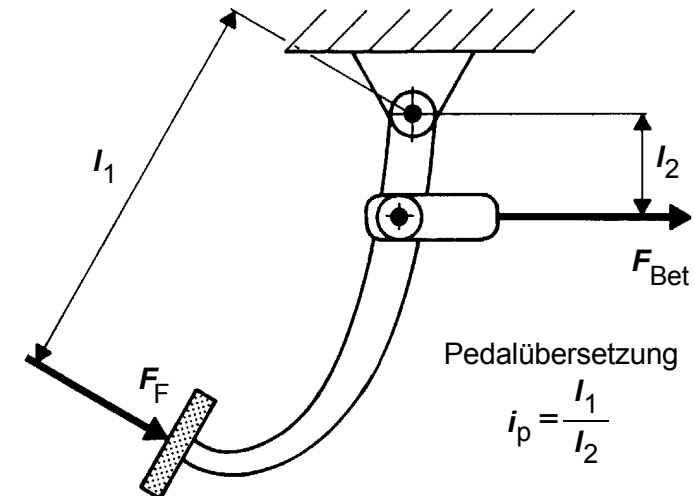


Abb. 3-103: Fußkraft und resultierende Betätigungskraft am Bremspedal

Die Fußkraft F_F wird mit der Pedalübersetzung i_P zur eigentlichen, auf die Übertragungseinrichtung wirkenden Betätigungskraft F_{Bet} transformiert:

$$F_{Bet} = i_P \cdot F_F \quad \text{Gl. 3-62}$$

b) Bremskraftverstärker

Reicht zur Erzeugung einer für die Verkehrssicherheit des Fahrzeugs notwendigen Bremskraft die gesetzlich und aus Komfortgesichtspunkten beschränkte Betätigungskraft nicht aus, so wird ihr mit Hilfe eines Bremskraftverstärkers eine Hilfskraft F_H überlagert. Für die Ausgangskraft des Verstärkers F_A ergibt sich somit:

$$F_A = F_{Bet} + F_H \quad \text{Gl. 3-63}$$

Als Kennwert des Bremskraftverstärkers führt man die Verstärkung V^* ein:

$$V^* = \frac{F_A}{F_{Bet}} \quad \text{Gl. 3-64}$$

Diese Verstärkung ist jedoch durch konstruktive Maßnahmen zu begrenzen, da bei Defekt des Bremskraftverstärkers als Teil der Übertragungseinrichtung die zur Erzielung der vorgeschriebenen Abbremsung erforderliche Fußkraft einen maximalen Wert nicht übersteigen darf. So wird die Hilfskraft ab dem sogenannten Aussteuerungspunkt (F_{H0} , F_{Bet0}) durch Druckbegrenzung nicht weiter erhöht (Abb. 3-104).

Für $F_{Bet} < F_{Bet0}$ beträgt der Verstärkungsfaktor:

$$V^* = \frac{F_{Bet} + F_H}{F_{Bet}} \quad \text{Gl. 3-65}$$

mit einer der Betätigungskraft proportionalen Hilfskraft.

Über den Proportionalitätsfaktor, der bis zum Aussteuerungspunkt (und in ihm selbst) gilt:

$$f_V = \frac{F_H}{F_{Bet}} \quad \text{Gl. 3-66}$$

ergibt sich damit:

$$V^* = 1 + f_V = \text{konst.} \quad \text{Gl. 3-67}$$

Für $F_{Bet} > F_{Bet0}$ beträgt der Verstärkungsfaktor:

$$V^* = \frac{F_{Bet} + F_{H0}}{F_{Bet}} \quad \text{Gl. 3-68}$$

beziehungsweise:

$$V^* = 1 + \frac{F_{H0}}{F_{Bet}} = 1 + f_V \cdot \frac{F_{Bet0}}{F_{Bet}} \quad \text{Gl. 3-69}$$

Bei Auslegung der Bremsanlage sollte der Aussteuerungspunkt so festgelegt werden, dass mit der Betätigungskraft F_{Bet0} das beladene Fahrzeug an der Blockiergrenze gebremst werden kann, damit der Fahrer nicht in den Bereich abnehmender Verstärkung gerät. Abb. 3-104 zeigt ein übliches Verstärkerdiagramm.

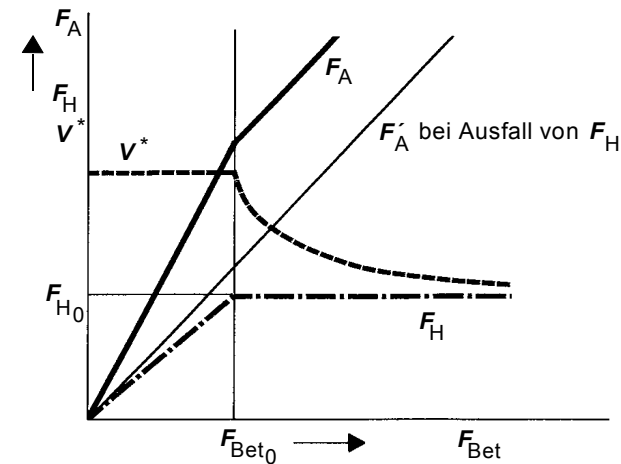


Abb. 3-104: Verstärkerdiagramm

Inzwischen gibt es auch elektronische Regelungen für Bremskraftverstärker. Diese können folgende Aufgaben erfüllen:

- In Notsituationen bringen Fahrer häufig nicht die erforderliche Bremskraft für eine Vollbremsung auf. Eine Sensorik erkennt diesen Zustand und bewirkt eine maximale mögliche Verzögerung (Bremsassistent).
- Für Traktionshilfen und Fahrdynamikregler sind u.a. gezielte Bremsenriffe erforderlich. Da der Fahrer dabei das Bremspedal nicht betätigt, muss die notwendige Bremskraft allein vom Bremskraftverstärker aufgebracht werden.
- Neuere Generationen von Tempomaten benötigen bei starkem Gefälle oder bei automatischer Fahrgang ebenfalls Bremsenriffe ohne vorhandene Fahrerfußkraft.

- Zur Steigerung von Komfort und Sicherheit ist es günstig, wenn für konstante Verzögerungen immer auch eine konstante Fußkraft aufgebracht werden muss, unabhängig z.B. von der Beladung. Auch dazu ist eine individuelle Anpassung der Bremsverstärkung erforderlich.

Es muss aber betont werden, dass es bei einem elektronisch geregelten Bremskraftverstärker nicht um die Dosierung der Bremskraft am Rad geht, sondern um die Erzeugung und Dosierung der Ausgangskraft F_A .

Die Hilfskrafterzeugung von Bremskraftverstärkern hydraulischer Übertragungseinrichtungen kann pneumatisch -in der Regel über den Ansaugunterdruck des Motors- oder hydraulisch - mit Hilfe einer separaten Pumpe - erfolgen. Ein ausgeführtes Beispiel eines Unterdruck-Bremskraftverstärkers gibt Abb. 3-105 wieder. Der Saugrohr-Unterdruck wirkt beidseitig auf einen großflächigen Membranteller. Eine weiche Kegelfeder bewegt den Membranteller an eine Seite des Unterdruckverstärkers. Sobald der Fahrer das Bremspedal betätigt, kann Luft mit Atmosphärendruck auf die der Membranfeder abgewandte Seite des Membrantellers strömen. Der Druckunterschied auf den beiden Seiten des Membrantellers erzeugt so die unterstützende Hilfskraft. Eine Ventilsteuerung sorgt für einen bis zum Aussteuerungspunkt konstanten Verstärkungsfaktor.

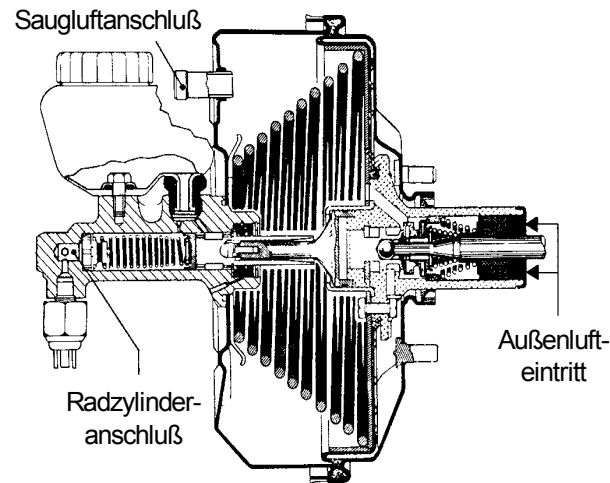


Abb. 3-105: Unterdruck-Bremskraftverstärker

Liefert der Motor konzeptbedingt nicht genügend Unterdruck (Dieselmotor) und steht eine Hydraulikpumpe bereits zur Verfügung, so können hydraulische Bremskraftverstärker eingesetzt werden (Abb. 3-106).

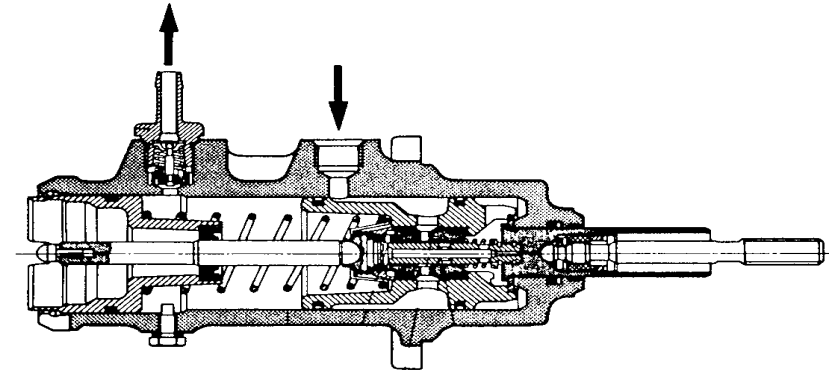


Abb. 3-106: Hydraulischer Bremskraftverstärker

Die Vorteile des hydraulischen Bremskraftverstärkers sind:

- kurze Ansprechzeit,
- volle Bremskraftverstärkung auch bei kaltem Motor,
- bei bereits vorhandenen Hydraulikkomponenten ein geringes Bauvolumen.

c) Hauptzylinder

Das zentrale Bauelement der hydraulischen Übertragungseinrichtung ist der Hauptzylinder. Er wandelt die direkt vom Pedalwerk eingeleitete oder durch einen Verstärker unterstützte, mechanisch wirkende Betätigungskraft in hydraulischen Arbeitsdruck um und sorgt zugleich für die Aufteilung in zwei Bremskreise.

Im Fahrzeugbau werden zwei Grundbauarten verwendet:

- Tandem - Hauptzylinder,
- Stufen - Hauptzylinder.

Tab. 3-19 auf der nächsten Seite zeigt den prinzipiellen Aufbau sowie einen Vergleich der beiden Hauptzylinderbauarten.

Tandem - Hauptzylinder	Stufen - Hauptzylinder
<p>zwei einzelne Kolben, durch Druckfedern auf Abstand gehalten, beidseitig gleich große Wirkflächen gleicher Druck in den Druckräumen vor den Bremsleitungen</p> <p>bei Kreisausfall: Pedalwegverlängerung, gleicher Druck bei gleicher Betätigungskraft, jedoch nur in einem Bremskreis</p> <p>zur Erzeugung gleichwertiger Bremskräfte muss die Betätigungskraft entsprechend der Bremskraftaufteilung erhöht werden</p> <p>Hauptvorteil: relativ niedrige Herstellkosten</p> <p>Druck: $\rho_{HZ_T} = \frac{F_{Bet} \cdot V^* \cdot \eta_{HZ}}{A_{HZ}}$</p> <p>$V^*$: Kennwert Bremskraftverstärker η_{HZ} : Hauptzylinder-Wirkungsgrad A_{HZ} : Kolbenquerschnittsfläche Hauptzyl.</p>	<p>ein Kolben mit zwei Wirkflächen, je eine Wirkfläche pro Bremsleitung</p> <p>bei Kreisausfall: gleiche Betätigungskraft erzeugt im intakten Bremskreis einen -je nach Wirkungsfläche- erhöhten Arbeitsdruck Relation Bremskraft/Betätigungskraft bleibt in etwa erhalten</p> <p>Druck:</p> $\rho_{HZ_{S1}} = F_{Bet} \cdot V^* \cdot \eta_{HZ} \cdot \frac{A_{HZ1}}{A_{HZ1}^2 + A_{HZ2}^2}$ $\rho_{HZ_{S2}} = F_{Bet} \cdot V^* \cdot \eta_{HZ} \cdot \frac{A_{HZ2}}{A_{HZ1}^2 + A_{HZ2}^2}$
<p>Druck im Bremszylinder: $\rho_B = \rho_{HZ} \cdot \eta_{BL}$ η_{BL} : Bremsleitungswirkungsgrad</p> <p>Spannkraft im Bremszylinder: $F_{Sp} = \rho_B \cdot A_{RZ} \cdot \eta_{RZ}$ A_{RZ} : Kolbenfläche Radzylinder</p> <p>äußere Übersetzung: $i_a = \frac{F_{Sp}}{F_{Bet}}$ η_{RZ} : Wirkungsgrad Radzylinder</p>	
$i_{a_T} = V^* \cdot \frac{A_{RZ}}{A_{HZ}} \cdot \eta^*$	$i_{a_{S1}} = V^* \cdot \frac{A_{RZ} \cdot A_{HZ1}}{(A_{HZ1}^2 + A_{HZ2}^2)} \cdot \eta^*$ $i_{a_{S2}} = V^* \cdot \frac{A_{RZ} \cdot A_{HZ2}}{(A_{HZ1}^2 + A_{HZ2}^2)} \cdot \eta^*$
mit: $\eta^* = \eta_{HZ} \cdot \eta_{BL} \cdot \eta_{RZ}$	

Tab. 3-19: Vergleich Hauptbremszylinder

d) Radbremszylinder

Das letzte Glied in der Übertragungskette einer Betriebsbremsanlage sind die Radbremszylinder, die den hydraulischen Bremsdruck in die Spannkraft umwandeln. Bei vorgegebenem Betriebsdruck ist die Querschnittsfläche dieses einfachen Hydraulikbauteils für die Höhe der Spannkraft und somit auch der Bremskraft entscheidend. Die Größe der Bremskolbenquerschnittsfläche ist begrenzt durch die Platzverhältnisse in der Bremsstrommel bzw. am Rad.

3.6.5 Druckluftbremsanlage

Mittlere und schwere Nutzfahrzeuge werden üblicherweise mit pneumatisch arbeitenden Druckluftbremsanlagen ausgerüstet. Vorteilhaft ist dabei die Möglichkeit der problemlosen Ankopplung weiterer Bremssysteme beim Anhängerbetrieb. Der Nachteil höheren Gewichts und Platzbedarfs wird in dieser Fahrzeugklasse in Kauf genommen. Abb. 3-107 zeigt Aufbau und Komponenten einer Zweikreis-Druckluftbremsanlage.

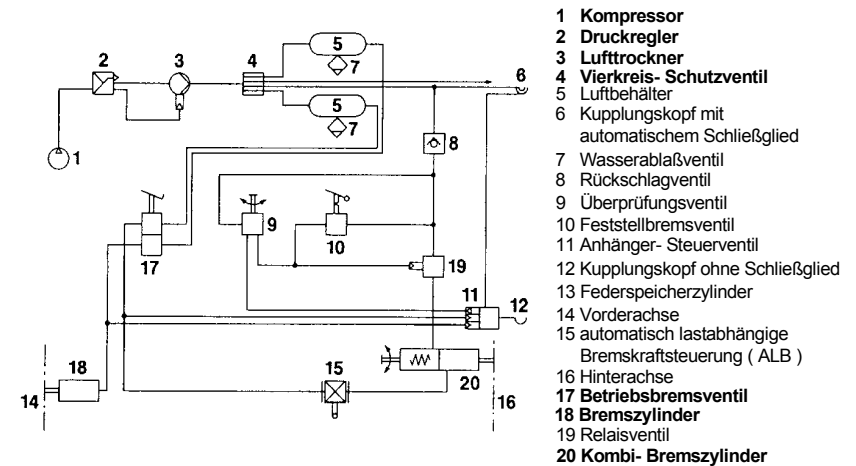


Abb. 3-107: Zweikreis-Druckluftbremsanlage (Bosch)

Während die Radbremsen der Druckluftbremsanlage mit denen der hydraulischen Bremsanlage weitgehend übereinstimmen, unterscheiden sich die Baukomponenten von Betätigungs- und Übertragungseinrichtung erheblich.

Im folgenden sind die wichtigsten Komponenten einer Druckluftbremsanlage beschrieben.

Kompressor (1)

Die Drucklufterzeugung übernimmt ein Kompressor, der in der Regel als ein mechanisch mit dem Verbrennungsmotor gekoppelter Hubkolbenverdichter ausgeführt ist.

Druckregler (2)

Dem Kompressor ist ein Druckregler nachgeschaltet. Es handelt sich um ein automatisch arbeitendes Umschaltventil zur Steuerung des Betriebsdrucks in den Vorratsbehältern. Ist der durch eine Feder einstellbare Betriebsdruck erreicht (ca. 8-10 bar), wird die Luft über einen separaten Anschluss abgelassen. Der ständig mitlaufende Kompressor arbeitet dann nur gegen den Umgebungsdruck.

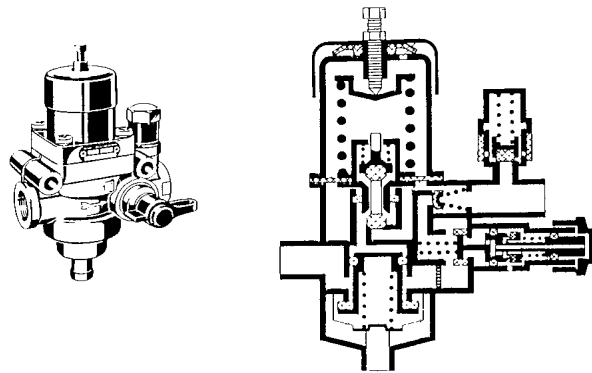


Abb. 3-108: Druckregler (WABCO)

Lufttrockner (3)

Der Lufttrockner hat die Aufgabe, der verdichteten Umgebungsluft die Feuchtigkeit zu entziehen. So wird verhindert, dass sich auskondensiertes Wasser im Druckluftsystem sammelt, und es dort zu Korrosion kommt oder bei niedrigen Außentemperaturen zum Einfrieren der Anlage.

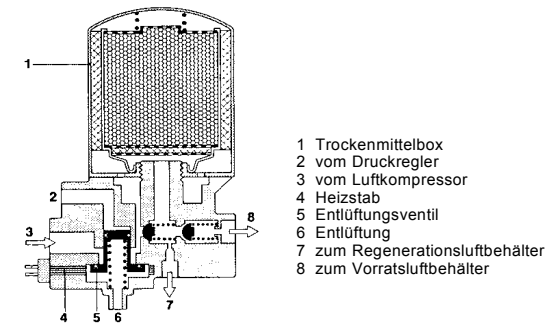


Abb. 3-109: Lufttrockner (Bosch)

Mehrkreis-Schutzventil (4)

Das Mehrkreis-Schutzventil sorgt für die Aufteilung der Druckluft in voneinander unabhängige Bremskreise und sichert bei Defekt eines oder mehrerer Kreise die intakten Kreise gegen Druckabfall ab. Üblich ist die Ausführung als Vierkreis-schutzventil (Abb. 3-110). Die vier Bremskreise teilen sich auf in zwei Betriebsbremskreise, einen Kreis zur Druckluftversorgung der Hilfs- und Feststellbremsanlage sowie des Anhängeranschlusses und einen Kreis für weitere Nebenverbraucher, wie beispielsweise die Steuerung der Auspuffdrosselbremse (Motorbremse). Bei Defekt eines Bremskreises führt der Druckabfall zum Schließen eines Rückschlagventils am defekten Kreis, so dass in den intakten Bremskreisen ein Druckniveau von der Größe eines eingestellten Öffnungsgegendrucks erhalten bleibt.

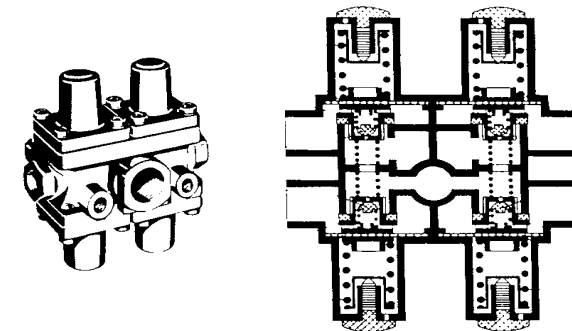


Abb. 3-110: Vierkreis-Schutzventil (WABCO)

Betriebsbremsventil (17)

Das Betriebsbremsventil steuert die Höhe des auf die Radbremsen wirkenden Luftdrucks je nach Fahrerfußkraft bzw. Pedalstellung. Die Fußkraft wird lediglich zur Bremskraftregelung, nicht aber zur Bremskrafterzeugung herangezogen.

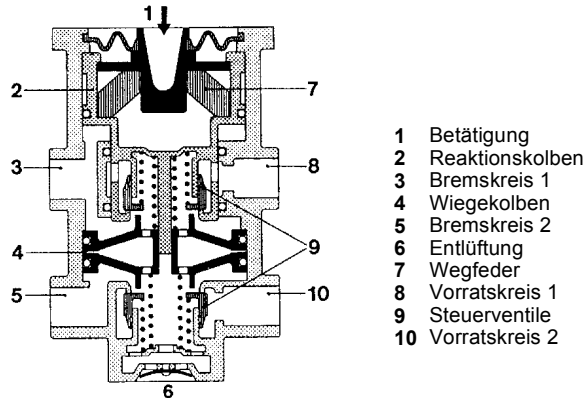


Abb. 3-111: Betriebsbremsventil (Bosch)

Radbremszylinder (18, 20)

Bei den Radbremszylindern unterscheidet man nach einfachen Membranzylindern, die den Luftdruck in die Spannkraft der Bremse umwandeln, und Kombibremsszylindern mit integriertem Federspeicher (Abb. 3-112).

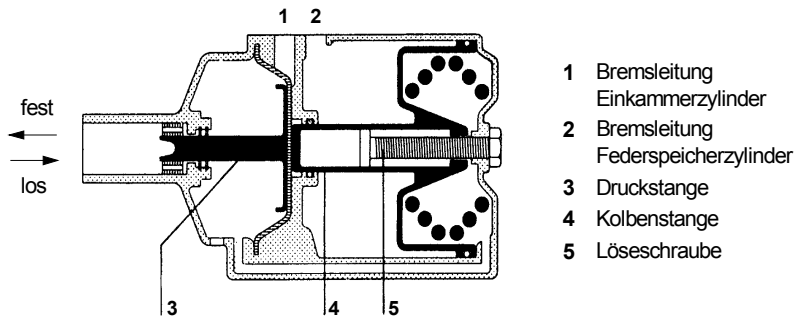


Abb. 3-112: Kombibremsszylinder (Bosch)

Der Kombibremsszylinder besteht aus einem Einkammer-Membranzylinder für die Betriebsbremse und einem Federspeicher-Kolbenzylinder für die Feststellbremse, die hintereinander angeordnet sind und auf eine gemeinsame Druckstange wirken. Sie können unabhängig voneinander betätigt werden. Bei gleichzeitiger Betätigung addieren sich ihre Kräfte. Die zentrale Löseschraube erlaubt das Spannen der Federspeicher, damit die Bremse im Notfall auch ohne Druckluft gelöst werden kann.

Durch Einströmen von Druckluft vor den Federspeicherkolben (Lösen der Feststellbremse) bewegt sich der Kolben entgegen der Federkraft, spannt die Feder und gibt die Bremse frei (Abb. 3-112). Beim Betätigen der Betriebsbremse strömt Druckluft hinter die Membran und drückt über Kolbenscheibe und Druckstange auf das Bremsgestänge.

3.6.6 Hybride Bremsanlagen

Eine weitere Möglichkeit ist die Kombination von Druckluft- und Hydraulik - bremsanlage. Sie ist besonders bei leichten Nutzfahrzeugen mit zulässigem Gesamtgewicht von etwa 6 t bis 12 t weit verbreitet.

Abb. 3-113 zeigt das Funktionsschema einer Fremdkraft-Zweikreis-Zweileitungs-bremsanlage mit hydraulischer Übertragungseinrichtung.

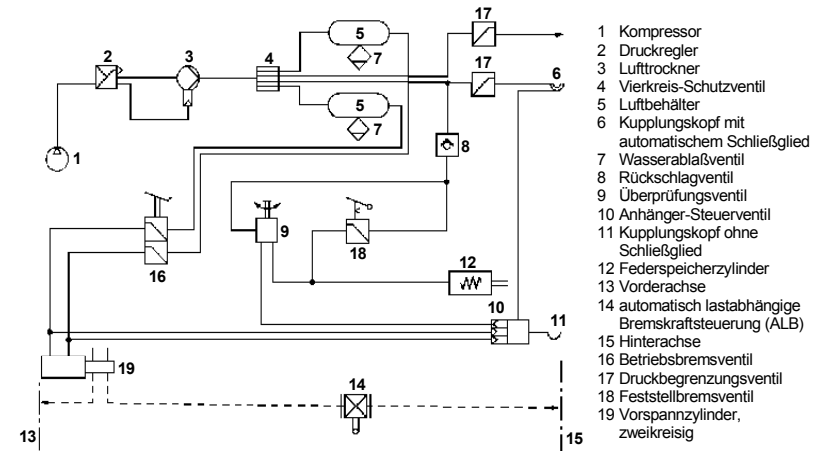


Abb. 3-113: Kombinierte druckluft-hydraulische Bremsanlage

Im Vergleich mit der vollständig druckluftbetätigten Bremsanlage fällt auf, dass eine druckluft-hydraulische Bremsanlage im wesentlichen die gleichen Komponenten aufweist, wie auch die Druckluftbremsanlage.

Die Radbremsen werden jedoch hydraulisch angesteuert, was den Einsatz von sogenannten Vorspannzylindern erforderlich macht. Diese Zylinder setzen den pneumatischen Druck in hydraulischen Druck um, der die Spannkraften an den Radbremsen erzeugt.

Vorteile der Druckluft-Bremsanlage mit hydraulischer Übertragungseinrichtung sind:

- der für die Radbremse zur Verfügung stehende Bauraum innerhalb der Felge ist bei leichten Nfz aufgrund der kleinen Felgendurchmesser stark begrenzt,
- da insbesondere schwere Fahrzeuge im Anhängerbetrieb aber höhere Bremsdrücke erfordern, als man mit der unterdruckverstärkten Bremsanlage bei realistischer Auslegung erreichen kann (Membrandurchmesser, Fußkraft, gesetzl. Bestimmungen) geht man zu einer Fremdkraft-Bremsanlage über,
- leichte Lkw dürfen meist auch Anhänger mit einem zulässigen Gesamtgewicht von mehr als 3,5 t ziehen; Anhänger über 3,5 t Gesamtgewicht dürfen aber nicht mehr mit einer Auflaufbremse versehen werden.

Nachteile der Druckluft-Bremsanlage mit hydraulischer Übertragungseinrichtung sind:

- das zweite Bremssystem mit seinen zusätzlichen Bauteilen bedeutet Mehrgewicht und somit eine verringerte Zuladung,
- die zusätzlichen Komponenten erfordern einen zusätzlichen Wartungsaufwand,
- neuere Lkw - Entwicklungen erlauben druckluftbetätigte Scheibenbremsen an allen Achsen, auch bei leichten Lkw, so dass der zusätzliche Aufwand für die hydraulischen Komponenten der Bremsanlage entfallen kann.

3.6.7 Elektrische Bremsanlagen

Mit der Einführung von Anti-Blockier-Systemen und Traktionshilfen ist es üblich geworden, die Bremskraft an den einzelnen Rädern elektronisch zu regeln (Kapitel 4.4.7).

Da solche Regelungen grundsätzlich elektrische Stellglieder zur Umsetzung der elektronischen Steuersignale benötigen, liegt es nahe, die gesamte Bremsanlage elektrisch auszuführen, wobei das Bremspedal dann nur noch als Signalgeber dient.

Vorteile einer komplett elektrischen Bremsanlage sind:

- Entfall aller hydraulischen bzw. pneumatischen Komponenten,
- Entfall der Bremskraftübertragung, da die Bremskraft erst am Rad erzeugt wird.

Nachteile einer komplett elektrischen Bremsanlage sind:

- keine Notlauffunktion bei Ausfall der elektronischen Steuerung,
- hohe zusätzliche Belastung des Bordnetzes zur Erzeugung der Bremskraft,
- wesentlich größerer Platzbedarf der Radbremsen,
- wesentlich höheres Gewicht der Radbremsen.

Da elektrische Komponenten ein ca. 60-faches Leistungsgewicht und ca. 30-faches Leistungsvolumen gegenüber hydraulischen Komponenten besitzen, ist es problematisch, Bremskräfte in der geforderten Höhe überhaupt zu erzeugen. Abb. 3-114 zeigt einen Prototyp für eine elektrische Scheibenbremse.

Um das Problem der Bremskraftherzeugung zu lösen, bieten sich wegen ihrer hohen Selbstverstärkung Trommelbremsen an. Diese besitzen aber wiederum wesentliche Nachteile bezüglich des Betriebsverhaltens.

Mittelfristig erscheint der Einsatz vollelektrischer Bremsanlagen somit fraglich. Wahrscheinlicher ist die Einführung halbelektrischer Bremssysteme, bei denen die Radbremsen hydraulisch arbeiten, das Fußpedal aber nur als Signalgeber dient und die hydraulische Druckerzeugung und Steuerung auf elektrischem bzw. elektronischem Wege erfolgt.

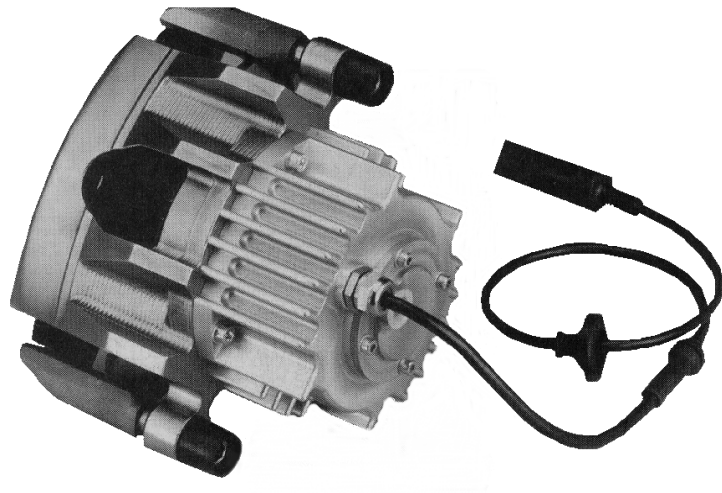


Abb. 3-114: Elektrische Scheibenbremse (ITT)

3.6.8 Dauerbremsen

Die Wirksamkeit von Radbremsen ist gesetzlich vorgeschrieben. Bei Dauerbetrieb mit hoher Bremsbelastung können bei Reibungsbremsen Überhitzungserscheinungen mit starkem Absinken der Bremswirkung auftreten ("Fading"). Für Nutzfahrzeuge mit hohem Gesamtgewicht werden deshalb vom Gesetzgeber von den Radbremsen unabhängige, weitgehend verschleißfreie Dauerbremsen vorgeschrieben.

Im wesentlichen werden drei verschiedene Dauerbremstypen eingesetzt:

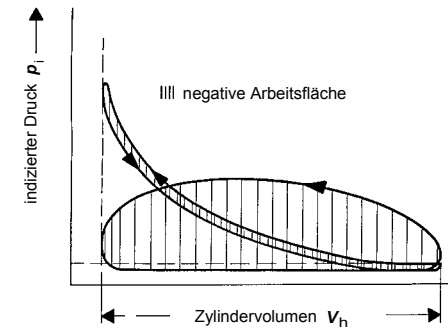
- Motorbremse,
- hydrodynamischer Retarder,
- Wirbelstrombremse.

a) Motorbremse

Bei abgeschalteter Kraftstoffzufuhr liefert der Motor ein Bremsmoment, das durch die Ladungswechselarbeit hervorgerufen wird. Die Bremsleistung -negative Fläche im p_i - V -Diagramm des Motors- kann durch zwei unterschiedliche Maßnahmen vergrößert werden:

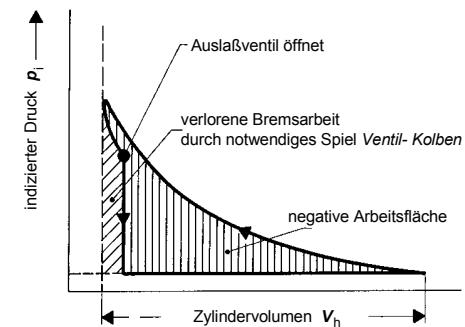
- Auspuffbremse

Im Auspuffkrümmer wird durch eine Drossel der freie Querschnitt teilweise oder völlig abgesperrt. Infolgedessen erhöht sich der Auslassdruck und damit der Flächeninhalt der Gaswechselschleife (Abb. 3-115).

Abb. 3-115: p_i - V -Diagramm für Auspuffbremse

- Änderung der Ventilsteuerzeiten

Durch Verdrehen der Nockenwelle öffnet das Auslassventil im Bereich des oberen Totpunkts und die verdichtete Luft strömt in den Auspuff. Es entfällt die bei der Expansion der komprimierten Luft an den Motor abgegebene Arbeit. Sie verpufft in der Abgasleitung. Die Bremsleistung kann durch Variation des Auslasszeitpunktes gesteuert werden (Abb. 3-116).

Abb. 3-116: p_i - V -Diagramm für Motorbremse durch Steuerzeitänderung

Die Motorbremse ist eine kostengünstige Lösung und kann zusätzlich über die Getriebeübersetzung variiert werden (allerdings mit der Einschränkung auf den zulässigen Motordrehzahlbereich!).

b) Hydrodynamischer Retarder

Der hydrodynamische Retarder (Abb. 3-117) arbeitet nach dem Funktionsprinzip der Föttingerkupplung.

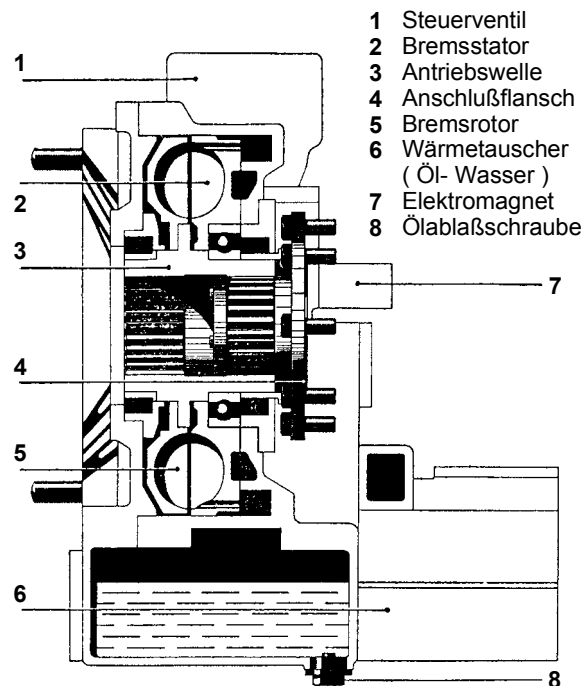


Abb. 3-117: Hydrodynamischer Retarder (Voith)

Die mechanische Energie der Antriebswelle wird über das Pumpenrad in kinetische Energie des Fluids und diese im fest mit dem Fahrzeugrahmen verbundenen Turbinenrad in Wärme umgewandelt. Damit ist eine Kühlung der Betriebsflüssigkeit erforderlich. Die Regelung des Bremsmoments erfolgt über den Ölfüllungsgrad des Retarders. Die Bremswirkung von Retardern kann sehr groß sein, bei schweren Lkw bis über 3000 Nm bzw. 400 kW.

Üblich ist eine Anordnung des Retarders hinter dem Getriebe im Kardanwellenstrang. Neuere Entwicklungen integrieren ihn unmittelbar ins Getriebe. Bei automatischen Nfz - Getrieben kann der vorhandene Wandler als Retarder verwendet werden, so dass die Retarderkennlinie durch Drehmomentwandlung im Getriebe in weiten Grenzen variiert werden kann.

Einem relativ hohen Bauaufwand steht ein niedriges Gewicht gegenüber. Die Höhe des Bremsmoments ist unabhängig von der Betriebstemperatur. Die Bremswärme kann über einen Öl-Wasser-Wärmetauscher an die Motorkühlung abgeführt werden.

c) Wirbelstrombremse

Die Wirbelstrombremse, dargestellt in Abb. 3-118, wirkt elektromagnetisch. An einer als Stator ausgebildeten Scheibe sind Erregerspulen befestigt. Auf der durchgehenden Antriebswelle sind vor und hinter dem Stator je ein Bremsrotor angeordnet, die zur besseren Wärmeabfuhr verrippt sind. Zum Bremsen werden die Erregerspulen mit Strom gespeist (aus Batterie oder Lichtmaschine) und erzeugen ein magnetisches Feld. Drehen sich die Bremsrotoren in diesem Feld, so werden in ihnen Wirbelströme induziert, die zu einem Bremsmoment führen, dessen Größe von der Erregung der Statorspulen und der Drehzahl der Antriebswelle abhängig ist.

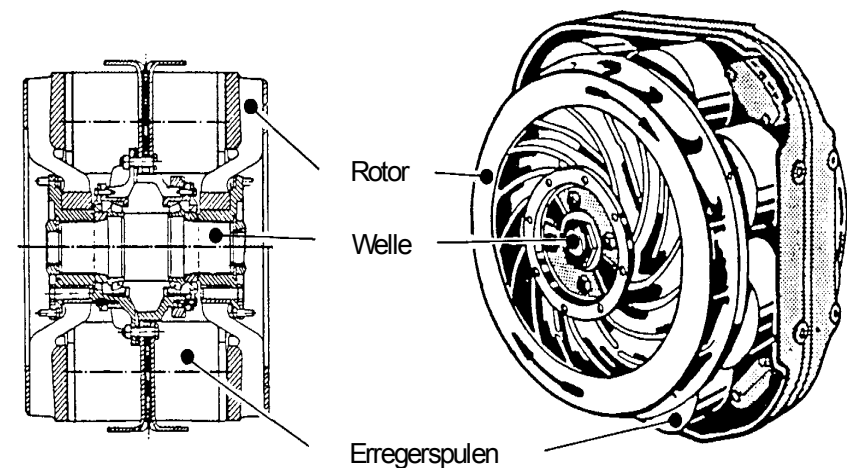


Abb. 3-118: Wirbelstrombremse (Telma)

Einem vergleichsweise geringen Bauaufwand steht bei dieser Retarderbauart ein hohes Gewicht gegenüber. Ein störungsfreier Betrieb setzt eine ausreichend dimensionierte Batterie und Lichtmaschine voraus. Mit steigender Temperatur sinkt das erreichbare Bremsmoment. So steht bei Rotglut der Bremsrotoren beispielsweise nur noch das halbe Nennmoment zur Verfügung.

d) Vergleich der Dauerbremsen

Abb. 3-119 zeigt in einer vergleichenden Darstellung die Drehmomentkennlinien ausgeführter Dauerbremsen.

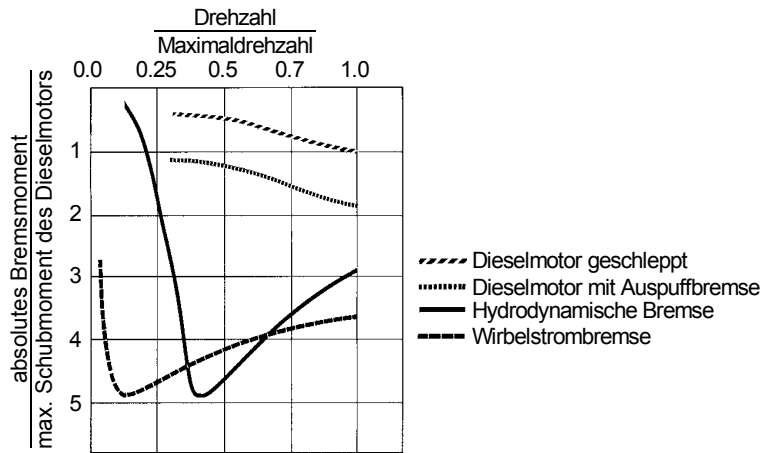


Abb. 3-119: Dauerbremsen-Kennlinien

Das Bremsmoment eines Dieselmotors mit Auspuffbremse liegt im gesamten Drehzahlbereich weit unter dem von nicht-motorischen Dauerbremsen, kann aber durch das Getriebe auf ein höheres Niveau gewandelt werden. Dabei sind jedoch die Grenzdrehzahlen (zulässige Motorhöchstdrehzahl) zu beachten. Wird z.B. mit einer Getriebeuntersetzung 1:2 bei maximaler Motordrehzahl eine Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h erreicht, so steht dabei am Getriebeausgang das doppelte maximale Motorbremsmoment zur Verfügung. Die Retarder wirken als sog. Sekundär-Retarder direkt auf die Kardanwelle. Für beide Retarderbauarten ergeben sich etwa gleiche Maximalbremsmomente, jedoch bei unterschiedlichen Kardanwellendrehzahlen. Wirbelstrombremsen weisen schon bei niedrigen Drehzahlen ihr größtes Moment auf, das auch im Bereich höherer Drehzahlen nur geringfügig sinkt, während das Maximum der hydraulischen Dauerbremse im mittleren Drehzahlbereich liegt und besonders zu kleinen Drehzahlen hin steil abfällt.

Die dargestellten Kennlinien von Retarder und Wirbelstrombremse zeigen den Bremsmomentenverlauf bei maximal nutzbarem Ölfüllungsgrad bzw. bei maximal möglicher Strombeaufschlagung. Bei neueren Entwicklungen wird ihr Bremsmoment in der Regel über Ölfüllung und Stromzufuhr mit Hilfe einer Elektronik auf das vom Fahrer gewünschte Bremsmoment -in weiten Bereichen unabhängig von der Drehzahl- konstant eingeregelt.

3.7 Schwingungen

Der vollständige Antriebsstrang eines konventionellen Kraftfahrzeugs, bestehend aus Motor, Kupplung, Getriebe, Kardanwelle, Achse und Reifen, ist ein dreh-schwingungsfähiges System, das zu kritischen Schwingungen angeregt werden kann. Abb. 3-120 zeigt das aus Drehmassen und Feder-Dämpferelementen gebildete Drehschwingungsmodell eines Antriebsstrangs.

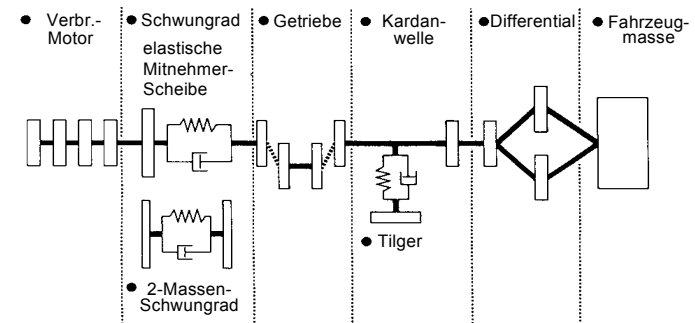


Abb. 3-120: Drehschwingungsmodell eines Antriebsstrangs

Schwingungen sind aus verschiedenen Gründen unerwünscht:

- sämtliche Fahrzeugstrukturen und Aggregate werden mechanisch stärker belastet und müssen entsprechend stabiler dimensioniert werden bzw. deren Lebensdauer wird herabgesetzt,
- Schwingungen im Antriebsstrang können sowohl den Antriebskomfort als auch die Fahrsicherheit beeinträchtigen (z.B. Bonanza-Effekt),
- Schwingungen erzeugen Geräusche, welche die Fahrzeuginsassen und die Umwelt belasten.

Gerade bei Pkw wurden Windgeräusche durch aerodynamische Optimierungen stark vermindert, so dass auch im Hochgeschwindigkeitsbereich Geräusche vom Motor und Antriebsstrang nicht überdeckt werden. Aber auch in weniger komfortorientierten Kfz, z.B. Lkw, werden Schwingungen und Geräusche zunehmend sensibler bewertet.

Die Aufgabe, Schwingungen wirkungsvoll zu dämpfen, wird erschwert durch:

- verbrauchs- und emissionsoptimierte Motoren verursachen z.T. ungünstigere Schwingungserregungen, z.B. direktspritzende Dieselmotoren,
- neue, verlustminimierte Antriebsstrangkomponenten (z.B. Leichtlauf-Getriebe) dämpfen Schwingungen schlechter,
- Motoren und Antriebsstrangkomponenten werden im Baukastensystem aus Kostengründen flexibler kombiniert; damit sind spezielle Dämpfungsabstimmungen nicht zu realisieren.

Für Auslegung und Beurteilung der Wirkung von schwingungsdämpfenden Maßnahmen werden eingesetzt:

- Schwingungsrechnungen,
- objektive Messungen und
- subjektive Bewertungen

3.7.1 Schwingungserreger

Die Hauptursache für die Drehschwingungsanregung des gesamten Antriebsstrangs ist die ungleichförmige Drehmomentabgabe durch den Verbrennungsmotor. Zusätzlich wirken im wesentlichen das Getriebe und die Gelenkwellen als Schwingungserreger.

- Motor

Die aus Gas- und Massenkräften der einzelnen Zylinder zusammengesetzten, periodisch am Kurbelzapfen wirkenden Tangentialkräfte beschleunigen bzw. verzögern die Drehbewegung der Kurbelwelle. Diese wechselnden Winkelbeschleunigungen erzeugen periodisch schwankende Relativverdrehungen (Drehschwingungen) zwischen den einzelnen Drehmassen. Außerdem ist das Massenträgheitsmoment des Hubkolbentriebwerks keine konstante Größe.

Der linear laufende Kolben und die Pendelbewegung der Pleuelstange verursachen eine periodische Schwankung des Massenträgheitsmoments. Bei der Erregung durch derartige Massenkräfte sind die tatsächlich auftretenden Kräfte von den sich einstellenden Schwingungsamplituden abhängig.

Als kritisch bezeichnet man alle diejenigen Drehzahlen, bei denen die Kreisfrequenz der Erregerkraft des Motors mit der Kreisfrequenz einer Eigenschwingung des Systems übereinstimmt (Resonanz).

Allerdings sind nicht alle Resonanzdrehzahlen von Bedeutung. Welche als gefährlich anzusehen sind, kann erst nach Ermittlung der dabei auftretenden Schwingungsausschläge entschieden werden. In den Resonanzgebieten halten sich Massen- und Federkräfte das Gleichgewicht und die Größe der Schwingwinkelamplitude ist nur von der wirksamen Erregerkraft und von der vorhandenen Dämpfung abhängig.

- Getriebe

Das Gesamtschwingungsverhalten des Antriebsstranges wird durch die Massen, Steifigkeiten, Zahnsteifigkeitsschwankungen und Dämpfungen der geschalteten Getriebestufen laufend verändert. Die Erregung ist im wesentlichen bedingt durch die während des Zahneingriffs schwankende Zahnfederkonstante und durch Verzahnungsfehler.

- Gelenkwellen

In Gelenkwellen mit Kreuzgelenken führen deren Kinematik zu Schwingungsanregungen. Zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens von Systemen mit eingebauten Kreuzgelenken (z.B. Kardanwelle) sind die Übertragungseigenschaften der Kreuzgelenke von Bedeutung. Das Kreuzgelenk übersetzt in abgewinkeltem Zustand (Knickwinkel α) die Drehbewegung nicht gleichförmig. Bei konstanter Eingangsdrehzahl ω_1 schwankt die Ausgangsdrehzahl ω_2 periodisch (Abb. 3-121). Die hierdurch erzeugten parametererregten Schwingungen können zu Resonanzen führen.

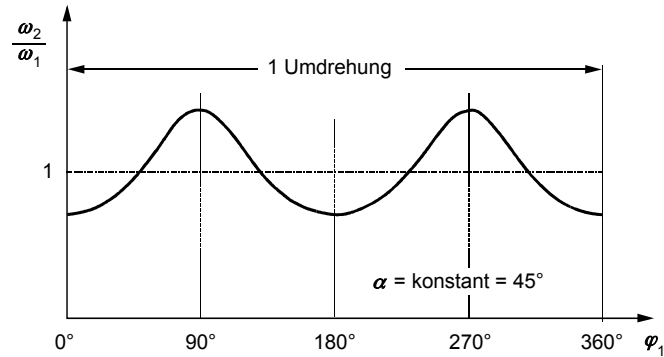


Abb. 3-121: Übertragungsverhalten von Kreuzgelenken

- Achseinfederung

Fahrbahnunebenheiten aber auch Unwuchten an drehenden Teilen (Reifen, Felge, Bremscheibe) oder zu starke Rundlauf toleranzen der Bereifung regen den Antriebsstrang durch das Einfedern der Achsaufhängung zu regellosen Schwingungen an.

3.7.2 Möglichkeiten der Dämpfung

In allen Fahrzeugen werden heute Systeme eingesetzt, die vorzugsweise an der Trennstelle Motor/Getriebe für Entkoppelung sorgen sollen. Möglichkeiten zur Behebung dieser Resonanzerscheinungen bestehen zum einen in der Erhöhung der Systemdämpfung, zum anderen in Verwendung von sogenannten Schwingungstilgern. Wie bereits erwähnt wurde, besitzen die hydrodynamische Kupplung bzw. der Wandler prinzipbedingt sehr gute Dämpfungseigenschaften. Bei der konventionellen mechanischen Kupplung sind dagegen zusätzliche konstruktive Maßnahmen erforderlich.

Abb. 3-122 zeigt links beispielhaft eine elastische Mitnehmerscheibe als Torsions-Feder-Dämpfer-Element. In der einfachen, konventionellen Bauart bietet sie meist keine zufriedenstellenden Dämpfungseigenschaften, da die unterschiedlichen Schwingungsamplituden nicht gleichmäßig gut gedämpft werden. Um die Eigenschaften der elastischen Mitnehmerscheibe zu verbessern, werden Elemente mit mehrstufiger Reibcharakteristik oder Gummielemente realisiert.

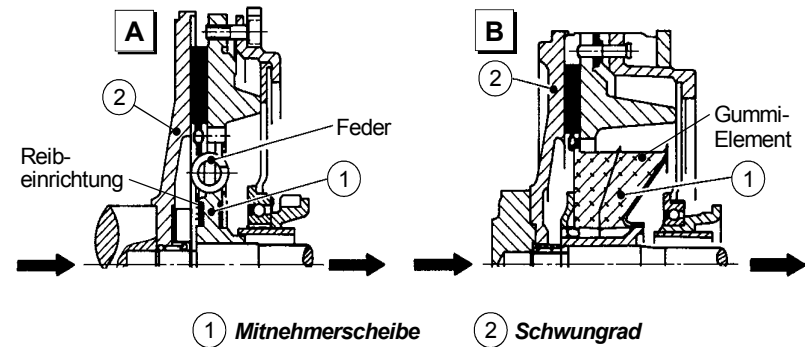


Abb. 3-122: Feder-Dämpfer-Elemente in einer Kupplungsscheibe

Bei sehr kritischen Schwingungssystemen oder bei Fahrzeugen, an die besondere Komfortanforderungen gestellt werden, kommt das Zweimassenschwungrad (Abb. 3-123) zum Einsatz.

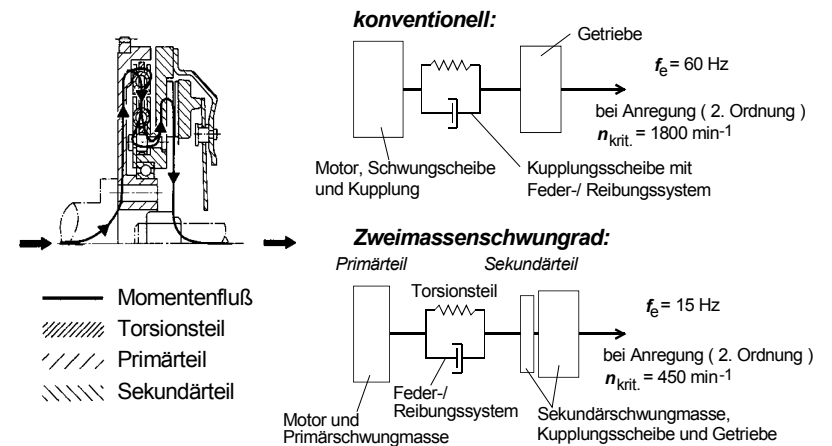


Abb. 3-123: Zweimassenschwungrad

Während bei einem Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe die Federsteifigkeit variiert wird und Reibdämpfung auftritt, werden beim Zweimassenschwungrad und bei den Schwingungstilgern durch die elastische Ankopplung einer Zusatzmasse eine weitgehende Tilgung der Resonanzerscheinung erreicht. Abb. 3-124 zeigt ein ausgeführtes Beispiel für ein Zweimassen-Schwungrad.

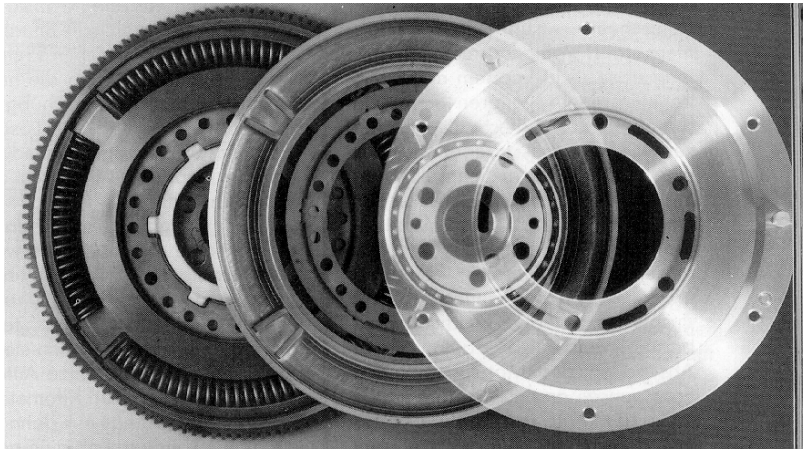


Abb. 3-124: Zweimassenschwungrad

Als Hauptnachteil dieser Lösungen gegenüber einem zusätzlichen Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe ist vor allem der höhere Kostenaufwand zu nennen. Außerdem ist das Zweimassenschwungrad in frontangetriebenen Fahrzeugen nur bedingt einsetzbar, da es hier zu Platzproblemen (Baubreite) kommen kann oder ein zusätzlicher konstruktiver Aufwand getrieben werden muss, der sich nachteilig auf die Wartung (Kupplungswechsel) und die Kosten auswirkt.

Eine weitere Möglichkeit zur Dämpfung von Drehschwingungen lässt sich durch die Verwendung einer schlupfenden Reibkupplung realisieren. Das physikalische Prinzip dieser Beschleunigungsdämpfung beruht darauf, dass eine schlupfende Kupplung nur ein definiertes Moment übertragen kann. Bei Drehschwingungen überschreiten die zugehörigen Momentenspitzen dieses maximale Kupplungsmoment und werden von der Kupplung nicht mehr übertragen.

Die serienmäßig eingebaute, sog. „trockene“ Reibkupplung wird dazu durch eine Verstellmechanik betätigt, die über einen Mikroprozessor angesteuert wird (Abb. 3-125).

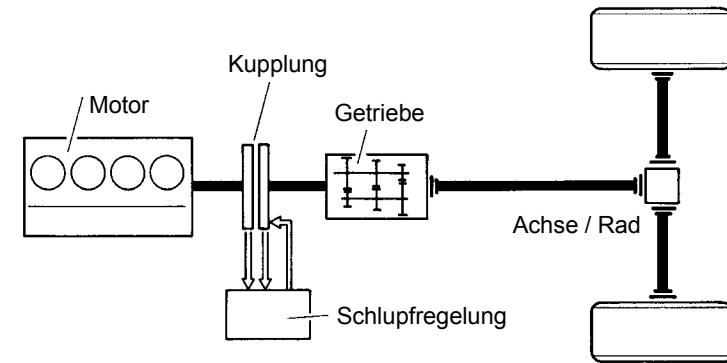


Abb. 3-125: Modell einer Kupplungsschlupfregelung

Induktivaufnehmer erfassen Motorausgangs- und Getriebeeingangsdrehzahlen. In einem Mikroprozessor wird aus diesen Signalen die Stellgröße ermittelt, die die Stelleinheit dazu veranlasst, durch Variation der Kupplungsanpresskraft einen definierten Schlupfwert einzuregeln.

Beim Durchfahren von Lastbereichen, in denen kritische Drehschwingungen auftreten, kann damit eine kennfeldgesteuerte Drehschwingungsdämpfung mit Schlupfwerten von 1 - 5% realisiert werden.

In Abb. 3-126 sind beispielhaft bei einer kritischen Motordrehzahl von 1850 min^{-1} die Motorausgangs- und Getriebeeingangsdrehzahlen sowie der Schlupfwert als Funktion der Zeit dargestellt. Die Reduzierung der überlagerten hochfrequenten Drehzahlanteile an der Getriebeeingangswelle (hinter der schlupfenden Kupplung) ist deutlich zu erkennen.

Negative Auswirkungen auf die Kupplungslebensdauer können durch neuartige Beläge aus Sintermetall, Keramik oder faserverstärkten Kunststoffen kompensiert werden. Ein Kraftstoffmehrerverbrauch wurde nicht ermittelt.

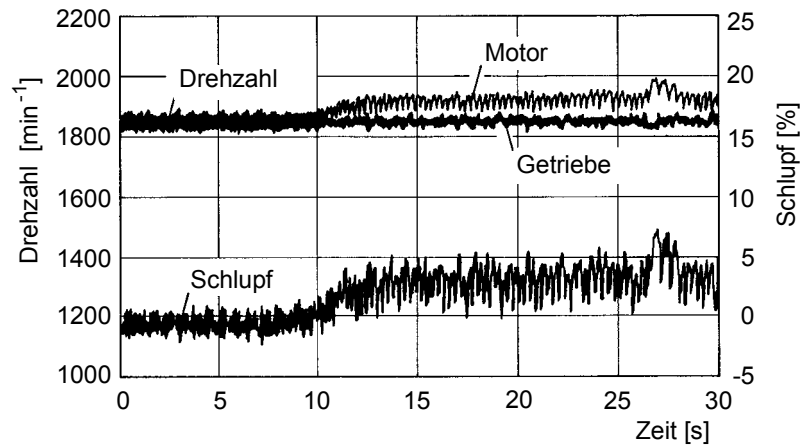


Abb. 3-126: Drehzahl- und Schlupfverlauf bei einer Kupplungsschlupfregelung

Zur Beruhigung von Getriebegeräuschen kommen auch speziell für den jeweiligen Antriebsstrang ausgelegte Schwingungstilger zum Einsatz (Abb. 3-127), welche die kritischen Schwingungsamplituden auslöschen.

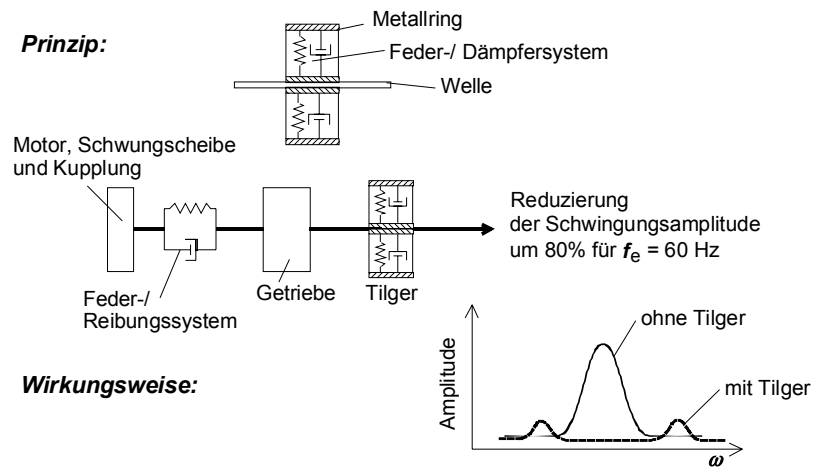


Abb. 3-127: Schwingungstilger

1 Einleitung

Der vorliegende Band befasst sich mit der Längsdynamik von Kraftfahrzeugen. Unter diesem Oberbegriff lassen sich die Vorgänge und Komponenten zusammenfassen, die die Bewegung des Fahrzeugs in der Fahrzeuflängsrichtung beeinflussen. Bevor auf die einzelnen Vorgänge und Komponenten eingegangen wird, sollen kurz die Bedeutung des Kraftfahrzeugs in unserer Gesellschaft sowie einige daraus resultierende Problemstellungen aufgezeigt werden.

1.1 Verkehrssystem Kraftfahrzeug

Generell lassen sich für den Straßenverkehr Situationen und Entwicklungsziele skizzieren, indem man ihn nach Abb. 1-1 als "black-box" betrachtet und Aufwand und Ergebnis einander gegenüberstellt.

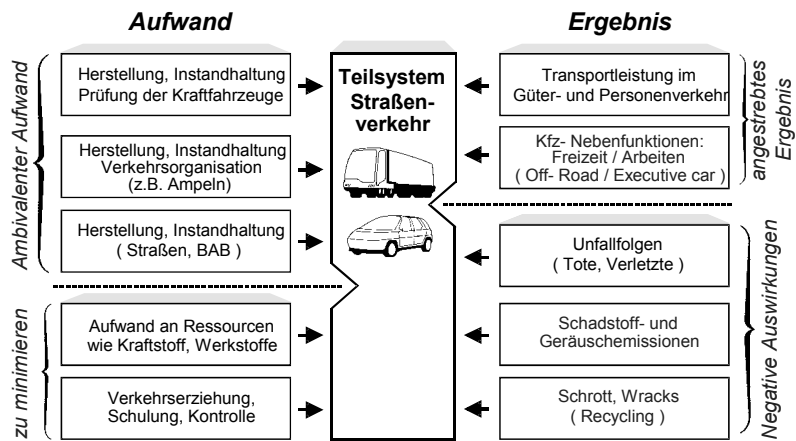


Abb. 1-1: Aufwand und Ergebnis des Systems "Straßenverkehr"

Diese sehr vereinfachte Betrachtungsweise führt zu der Aufgabe, die als Ergebnis angestrebte Transportleistung einerseits mit geringen negativen Nebenwirkungen und andererseits mit geringem Aufwand - z.B. an begrenzten Ressourcen wie Erdöl - zu erzielen. Der Aufwand, z.B. für die Herstellung von Kraftfahrzeugen, wird insofern als ambivalent bezeichnet, als er auch mit Wertschöpfung und Arbeitsplätzen verbunden ist. Das beinhaltet jedoch, dass die dabei entstehenden Kosten zu minimieren sind.

Eine volkswirtschaftliche Nutzen-Kosten-Bewertung dieser komplexen Zusammenhänge liegt bisher nicht vor. Sie scheitert daran, dass es nicht gelingt, sämtliche Aufwand- und Ergebnisfaktoren monetär zu quantifizieren. Der Verringerung negativer Auswirkungen des Kfz-Verkehrs wird künftig eine erheblich wachsende Bedeutung zukommen. Diese Bedeutung resultiert aus dem wachsenden ökologischen Bewusstsein der Bevölkerung und den modernen technischen Möglichkeiten, die eine Reaktion auf diese Wünsche erst ermöglichen.

1.1.1 Transportarten

Allgemein lässt sich das Kraftfahrzeug als ein nicht schienengebundenes Landverkehrsmittel definieren, das zur Überwindung von Raum dient. Man unterscheidet nach der Art des Transportes zwischen Personen- und Güterverkehr.

a) Personenverkehr

Die Entwicklung des Personenverkehrs ist in der Bundesrepublik Deutschland durch einen steigenden Motorisierungsgrad gekennzeichnet. Diese Motorisierung lässt sich entweder durch die absolute Zahl der Kraftfahrzeuge oder mit der Kfz-Dichte beschreiben. Die Gesamtzahl aller in der Bundesrepublik zugelassenen Kraftfahrzeuge betrug Ende 2000 ca. 46,1 Millionen; davon waren etwa 43 Millionen Personenkraftwagen.

Abb. 1-2 zeigt die Entwicklung der Pkw-Dichte in der Bundesrepublik Deutschland. Für die Vergangenheit ergibt sich das typische Bild einer Wachstumsfunktion, die nach einer Phase überproportionalen Anstiegs (geringer Bestand, hohe Nachfrage) in eine Phase konstanter Zuwachsraten übergeht. Der weitere Verlauf dieser Funktion hängt von der sogenannten Sättigungsgrenze ab; zur Zeit geht man von einem oberen Grenzwert von 650 bis 700 Pkw pro 1000 Einwohner aus. Bei allen Darstellungen in diesem Kapitel ist zu beachten, dass sich die Werte bis 1990 auf die alte Bundesrepublik beziehen und ab 1991 für Gesamtdeutschland gelten.

Die Zunahme der Pkw-Dichte, d.h. des Motorisierungsgrads, geht tendenziell mit einer Verringerung der durchschnittlichen Fahrleistung eines Pkw einher. Sie sank im Mittel von 14.600 km/a im Jahr 1975 auf 12.700 km/a im Jahr 1994.

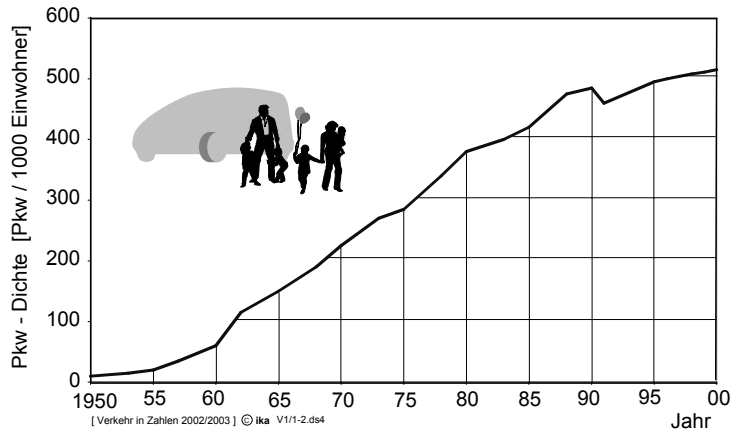


Abb. 1-2: Entwicklung der Motorisierung in der Bundesrepublik Deutschland (Quelle: Verkehr in Zahlen 2002/2003)

Bei der Bewertung unterschiedlicher Personenverkehrssysteme unterscheidet man zwischen dem Individualverkehr, der im wesentlichen den Verkehr mit Pkw bzw. Motorrädern umfasst, und dem öffentlichen Personenverkehr mit Bus und Bahn und in steigendem Maße mit dem Flugzeug. Die Produktivität bzw. die geleistete Arbeit der einzelnen Verkehrssysteme wird beschrieben durch das Produkt aus beförderten Personen und Fahrstrecke, zusammengefasst als Personenkilometer, bezogen auf das betrachtete Jahr.

Abb. 1-3 zeigt, dass dem Pkw (motorisierter Individualverkehr) auch hier eine dominierende Rolle zukommt. Bis zum Jahr 1988 stieg der Anteil des Pkw an der gesamten Beförderungsleistung im Personenverkehr auf 83,5% und ist seitdem geringfügig auf 79,8 % im Jahr 2000 gesunken. Die jährliche Beförderungsleistung der Bahn war über viele Jahre etwa konstant, ihr Anteil ist dabei kontinuierlich gesunken (1988: 5,7%). In den Neunziger Jahren hat die Bedeutung der Bahn wieder zugenommen, ihr Anteil betrug 2000 wieder 8%. Dieser Trend könnte bei zunehmender Attraktivität der Bahn auch weiterhin anhalten. Alle gegenwärtigen Prognosen rechnen mit einem weiter steigenden Bedürfnis nach Mobilität, welches im Hinblick auf die wirtschaftlichen und ökologischen Rahmenbedingungen von beiden Systemen, von Strasse und Schiene, gedeckt werden sollte.

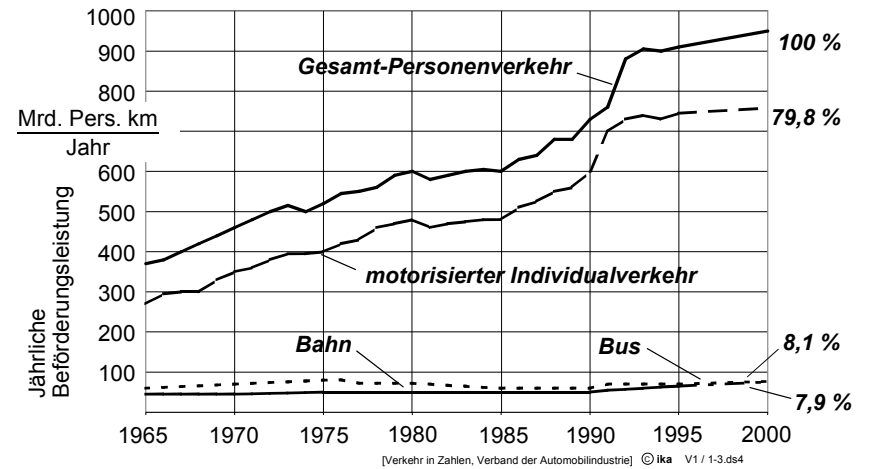


Abb. 1-3: Entwicklung der Beförderungsleistung im Personenverkehr (Quelle: Verkehr in Zahlen 1996, Verband der Automobilindustrie)

Um dem Automobil gerecht zu werden, muss aber darauf hingewiesen werden, dass seine Bedeutung über die eines reinen Verkehrssystems weit hinausgeht. Für die Mehrzahl von Pkw-Kunden spielen soziale Aspekte wie Image und Prestige aber auch gesellschaftliche Akzeptanz beim Fahrzeugkauf eine wesentliche Rolle. Bei manchen Fahrzeugarten, etwa Sportwagen oder Cabriolets, kann der ursprüngliche Fahrzeugzweck, nämlich der sichere Transport von Personen und Gepäck, ganz in den Hintergrund treten. Die sprunghaft wachsende Zahl von Nischenmodellen verdeutlicht, welche vielfältigen Bedürfnissen das Auto heute gerecht werden muss und wo sein spezifischer Nutzen liegt, den andere Verkehrssysteme so nicht bieten können.

b) Güterverkehr

Der Gesetzgeber unterteilt den Güterverkehr, speziell den Güterkraftverkehr, u.a. aus fiskalischen Gründen, in Nah- und Fernverkehr. Nach dem Güterkraftverkehrsgesetz (§ 2 Abs. 2 GÜKG) wird derjenige Güterverkehr als Nahverkehr bezeichnet, der sich innerhalb eines Radius von 50 km um den Firmenstandort bewegt. Der so definierte Transportbereich wird fast ausschließlich vom Straßenverkehr mit Nutzkraftwagen abgedeckt.

Zur Bewältigung des Gütertransports im Fernverkehr stehen grundsätzlich mehrere, unterschiedlich strukturierte Transportsysteme zur Verfügung:

Nkw, Eisenbahn, Schiff, Flugzeug und Pipeline.

Folgende Merkmale ermöglichen einen Vergleich der Transportsysteme:

- Transportgeschwindigkeit, die im Durchschnitt unter Berücksichtigung der Umschlagzeit errechnet wird;
- Transportstrom, als die Gütermenge (Masse oder Volumen), die pro Stunde und Richtung transportiert werden kann;
- Profilfläche, als die vom Lichtraumprofil eingegrenzte Fläche der Transportsysteme;
- Nutzlastfaktor, d.h. das Verhältnis von Gesamtgewicht zu Nutzlast.

In den Abbildungen 1-4 und 1-5 sind diese Kriterien für einige Transportsysteme vergleichend dargestellt. Dabei zeigt sich, dass Nkw und Eisenbahn im Vergleich zu Binnenschiff und Pipeline die höhere Transportgeschwindigkeit aufweisen und damit auch entsprechend große Transportströme bewältigen. Im Gegensatz dazu weist die Pipeline die geringste baulich bedingte Profilfläche auf und erzielt somit den pro Flächeneinheit größten Transportstrom.





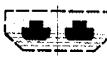



Transportmittel	Querschnittsprofil	Transportgeschwindigk. v	Transportstrom \dot{V} (m ³ /h)	Profilfläche A_p (m ²)	bezog. Transportstrom $v' = \dot{V} : A_p$
Eisenbahn		50 km/h (ohne Rangierbetrieb)	20.000	37	
Autobahn		50 km/h	14.500	115	
Kanal		12 km/h	6.250	470	
Pipeline		7,2 km/h	2.850	0,4	

Abb. 1-4: Vergleich von Gütertransportsystemen

Während sich hinsichtlich des Nutzlastfaktors der Wert von Pipeline über Binnenschiff, Eisenbahn bis hin zum Nkw nur geringfügig verschlechtert (Faktor 1,7), schneidet das Flugzeug bei diesem Vergleich sehr schlecht ab. Hier sind zum Transport von einer Tonne Nutzlast nahezu sechs Tonnen Totlast notwendig. Bei allen Systemen wird daran gearbeitet, durch Gewichtseinsparungen den Nutzlastfaktor zu verbessern. Steigende technische Anforderungen wie z.B. Geräuschverhalten oder Fahrzeugsicherheit erschweren diese Aufgabe.

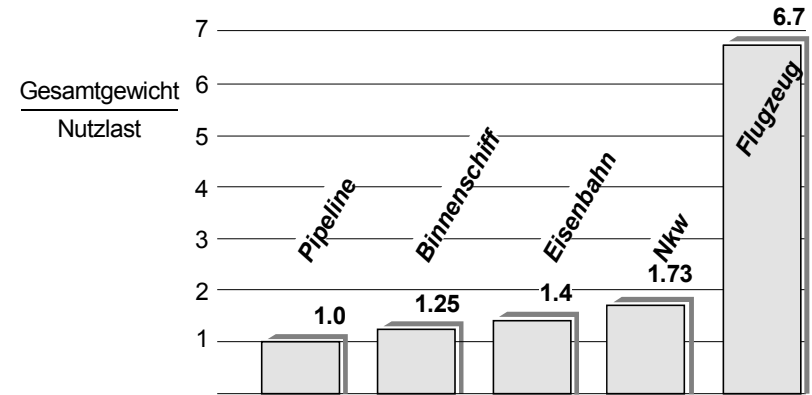


Abb. 1-5: Verhältnis Gesamtgewicht-Nutzlast für verschiedene Transportsysteme

Der Anteil eines Transportsystems an der gesamten Verkehrsleistung ist sowohl abhängig von der Eignung für spezielle Hauptgütergruppen als auch vom absoluten Verkehrsaufkommen der verschiedenen Hauptgütergruppen. So ist beispielsweise der Anteil des Kohletransports am gesamten Güteraufkommen stark zurückgegangen. Daraus resultiert zum Teil die stagnierende Beförderungsleistung der Bahn.

In Abb. 1-6 sind die Anteile der einzelnen Transportsysteme an der Gesamt-Güterverkehrsleistung dargestellt. Auch beim Güterverkehr fällt die Dominanz des Kraftfahrzeugs auf, die zudem noch weiter zunimmt. So ist der Güterferntransport mit Nkw von 200 Mrd.tkm/a im Jahr 1995 bis zum Jahr 2000 auf etwa 350 Mrd.tkm/a und der Bahntransport im gleichen Zeitraum von 70 auf etwa 76 Mrd.tkm/a angestiegen. Der prozentuale Anteil dieser beiden Transportsysteme am Gesamtverkehrsaufkommen (Güternah- und -fernverkehr) liegt für das Jahr 2000 bei etwa 71,4% für den Nkw und etwa 15,6% für die Bahn.

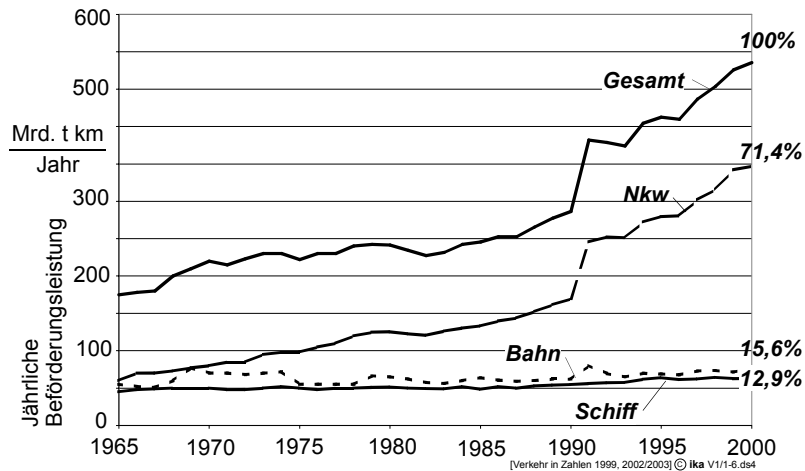


Abb. 1-6: Entwicklung der Beförderungsleistung im Güterverkehr (Quelle: Verkehr in Zahlen 2002/2003)

Der große Vorteil des Straßenfernverkehrs besteht darin, dass er ohne zusätzlichen Aufwand eine flächendeckende Bedienung großer Gebiete ermöglicht, während die Bahn nur dann effizient sein kann, wenn sich große Güteraufkommen auf wenige Strecken bündeln lassen. Angestrebt wird daher ein stärkerer Verbund der beiden Systeme, der die jeweiligen spezifischen Vorteile kombiniert. Ein Ansatz dazu ist die „rollende Landstrasse“. Hierbei werden über bestimmte Streckenabschnitte ganze Lastzüge auf die Bahn verladen, die am Zielort dann die weitere Verteilung der Güter übernehmen (z. B. Alpentransit).

1.1.2 Energiebedarf

Die bisherige Entwicklung des Verkehrs ist durch einen ausgeprägten, stetigen Anstieg der Verkehrsleistung, insbesondere des Individualverkehrs mit Pkw, gekennzeichnet. Eine Ursache hierfür ist, dass die Primärenergie für Kraftfahrzeuge - das Erdöl - bisher konkurrenzlos preiswert und in ausreichender Menge verfügbar war. Mit der ständig steigenden Leistung des Straßenverkehrs geht jedoch eine Zunahme negativer Nebenwirkungen einher, der sich Veränderungen wesentlicher Randbedingungen, z.B. hinsichtlich der Verfügbarkeit verschiedener Ressourcen, erschwerend überlagern.

Die künftige Entwicklung von Straßenverkehr und Kraftfahrzeugen wird daher durch die Ziele bestimmt werden, den Energieverbrauch weiter zu reduzieren und den Primärenergieträger Erdöl partiell zu substituieren sowie schädliche Auswirkungen auf die Umwelt zu vermindern.

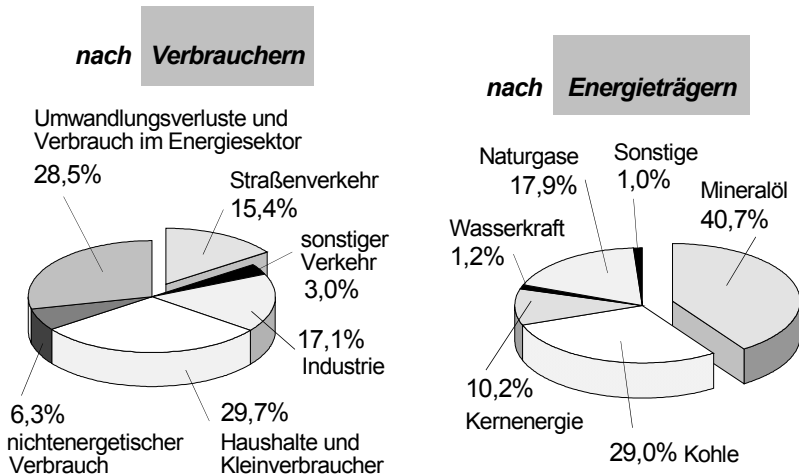


Abb. 1-7: Primärenergieverbrauch in der Bundesrepublik Deutschland 1993

Wie Abb. 1-7 zeigt, wird der Primärenergiebedarf der Bundesrepublik Deutschland zu einem großen Teil mit Mineralöl gedeckt. Der Anteil des Straßenverkehrs am gesamten Primärenergiebedarf betrug 1993 etwa 15,4%. Das Mineralöl wird über die Raffinerie und die Energiewandler Pkw bzw. Bus in mechanische Energie an den Antriebsrädern - mit erheblichen Wandlungsverlusten - umgesetzt. Aus 100% insgesamt für den Personennahverkehr eingesetzter Primärenergie entstehen lediglich 9,5% mechanische Antriebsenergie, wie Abb. 1-8 zeigt. Daher ist es nach wie vor eine wesentliche Aufgabe, die Energiebilanz - insbesondere beim Pkw - zu verbessern.

Abb. 1-9 zeigt die Antriebsstrangverluste an den einzelnen Komponenten eines Pkw-Antriebsstrangs. Die Abbildung zeigt, dass nur etwa ein Drittel der in den Motor hineingesteckten chemischen Energie in mechanische Energie umgewandelt wird. Ein weiteres Drittel geht als thermischer Verlust über die Kühlung des Motors verloren. Das letzte Drittel der im Kraftstoff gebundenen chemischen Energie geht ebenfalls als thermischer Verlust über das Abgas verloren.

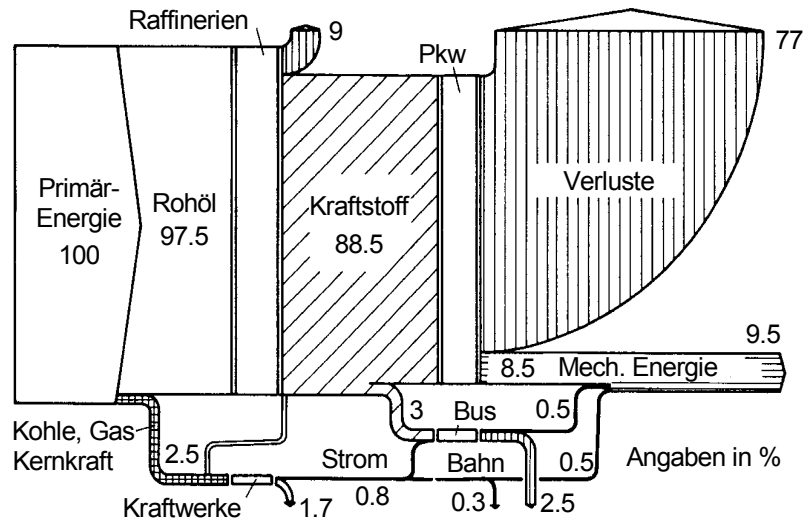


Abb. 1-8: Nahverkehrsenergiefluss

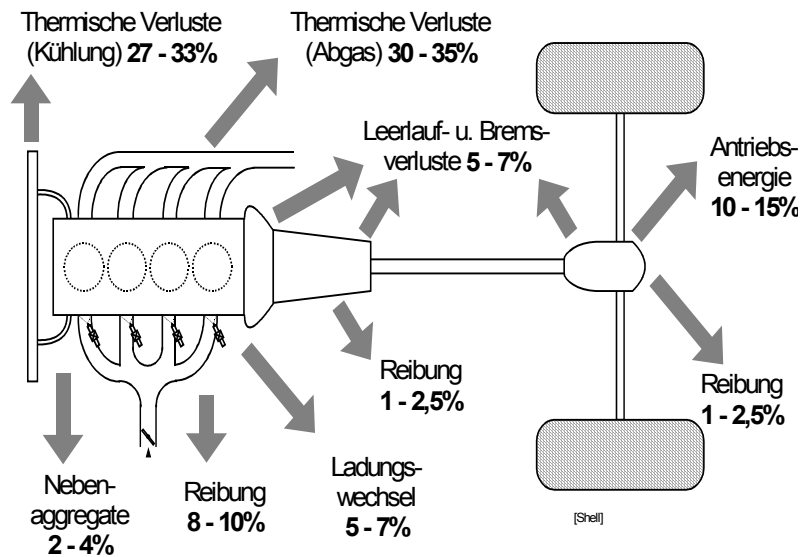


Abb. 1-9: Verluste im Pkw-Antriebsstrang (Shell)

Erst seit den 70er Jahren besteht ein breites öffentliches und politisches Bewusstsein für Fragen der Energieversorgung. Während der beiden Ölkrisen 1973/74 und 1978/79 verzehnfachte sich der Rohölpreis innerhalb weniger Jahre. Inzwischen ist das Preisniveau wieder deutlich gesunken. Geblieben ist aber die Erkenntnis, dass die Weltölvorräte endlich sind, auch wenn in der Vergangenheit Jahr für Jahr mehr Neuvorkommen entdeckt wurden als Öl gefördert wurde. Die „Reichweite“ des Erdöls liegt bei heutigem Verbrauch bei etwa 50 Jahren, unter Zugrundelegung der wirtschaftlich förderbaren Vorkommen. Bei Berücksichtigung aller gesicherten und vermuteten Reserven sind es etwa 200 Jahre.

1.1.3 Umweltbeeinflussung

Neben dem Abbau von Energie und Rohstoffressourcen führt der Einsatz von Kraftfahrzeugen auch zu einer Belastung der Umwelt, insbesondere durch die Abgas- und Geräuschemissionen. Bei der Verbrennung fossiler Brennstoffe werden im wesentlichen Wasser und Kohlendioxid freigesetzt, daneben entstehen aber auch eine Reihe verschiedener Schadstoffe.

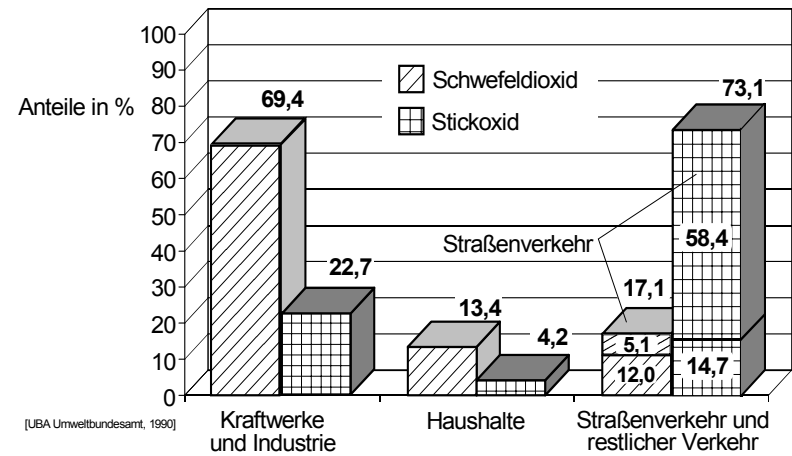


Abb. 1-10: Anteile an Schwefel und Stickoxidemission (Quelle: Umweltbundesamt 1990)

Die Abgaskomponenten, die in Verbindung mit dem Waldsterben vor allem genannt werden -Schwefeldioxid und Stickoxide-, werden von verschiedenen Verursachern emittiert (Abb. 1-10). An der Schwefeldioxidemission ist der Verkehr nur zu einem

geringen Maß beteiligt (schwefelhaltiger Dieseldieselkraftstoff). Dagegen werden in erheblichem Umfang Stickoxide von Kraftfahrzeugen freigesetzt, deren Reduzierung sich als besonders schwierig erweist.

Eine Absenkung der Stickoxidemission durch Maßnahmen am Motor selbst führt fast grundsätzlich zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades. Da auch nicht abzusehen ist, wann durch Forschungsfortschritte auf dem Gebiet der Verbrennungsmotoren deutliche Verbesserungen in der Abgasqualität möglich sind, werden die gesetzlichen Grenzwerte der Zukunft nur durch den Einsatz von nachgeschalteten Abgasreinigungssystemen einzuhalten sein.

Neben den reinen Schadstoffemissionen hat sich im Hinblick auf den Treibhauseffekt aber auch der CO₂-Ausstoss als ernstzunehmendes Problem erwiesen. Der CO₂-Ausstoss ist direkt abhängig vom Kraftstoffverbrauch und lässt sich durch eine Abgasnachbehandlung nicht beeinflussen. Die Entwicklung verbrauchsgünstiger Kraftfahrzeuge ist also aus verschiedenen Gründen eine vordringliche Aufgabe.

Die Umweltverträglichkeit des Autos wird aber nicht nur vom Antrieb bestimmt. Zunehmende Bedeutung erlangen auch die Gestaltung der Herstellprozesse und die Möglichkeiten der Altagoverwertung. Die Zukunft des Autos wird entscheidend davon abhängen, ob es gelingt, seinen unbestreitbar hohen Nutzen mit den Erfordernissen einer intakten Umwelt in Einklang zu bringen.

1.2 Wirtschaftliche Aspekte des Kraftfahrzeugs

1.2.1 Volkswirtschaftliche Bedeutung

Die Kraftfahrzeugindustrie hat in Deutschland eine große wirtschaftliche Bedeutung erlangt. Abb. 1-11 zeigt die Entwicklung der Umsätze in der Automobilindustrie. Von 1960 bis 1991 haben sich die Umsätze - inflationsbereinigt - etwa vervierfacht. Auch gemessen am Anteil am Bruttosozialprodukt hat die Bedeutung stetig zugenommen, von 3,5% auf 8,2%. Heute ist fast jeder 7. Erwerbstätige in der Bundesrepublik direkt oder indirekt von der Kraftfahrzeugverkehrswirtschaft abhängig. Direkt am Bau von Kraftfahrzeugen waren Anfang 2000 etwa 750.000 Beschäftigte beteiligt (Abb. 1-12). Erkennbar ist auch, dass die Automobilindustrie sehr sensibel auf konjunkturelle Einbrüche - 1967, 1974, 1981 und 1992 - reagiert.

Das öffentliche Engagement im Straßenverkehr hat sich, gemessen an den Anlageinvestitionen im Strassen- und Brückenbau, seit den 70er Jahren deutlich vermindert, obgleich rund 25% der gesamten Steuereinnahmen des Staates inzwischen aus dem Kraftfahrzeugsektor stammen.

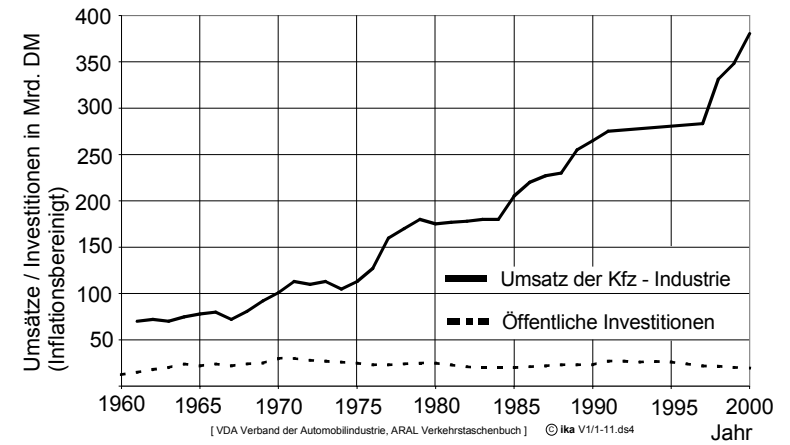


Abb. 1-11: Umsätze im Automobilbau und öffentliche Investitionen im Strassen- und Brückenbau (Quelle: Verband der Automobilindustrie 1994, ARAL)

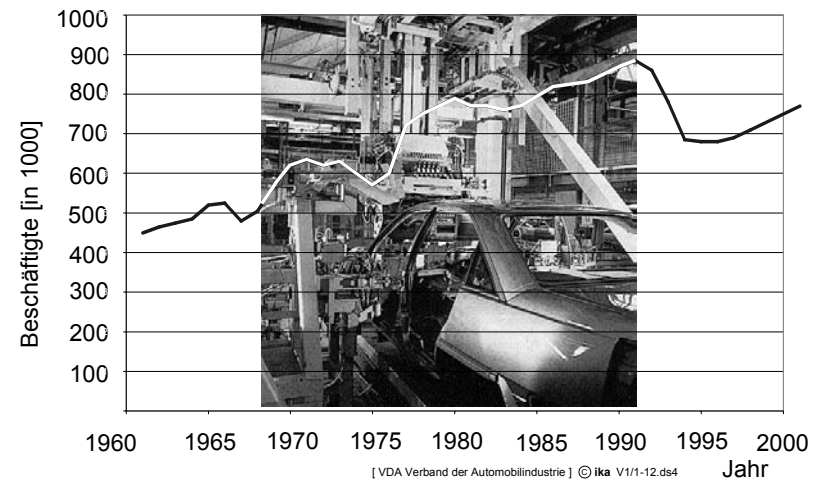


Abb. 1-12: Beschäftigte im Automobilbau (Quelle: Verband der Automobilindustrie, 2003)

Abb. 1-13 zeigt die derzeitige Zusammensetzung des Benzinpreises. Ein wesentlicher Grund für die heutige Überlastung der Verkehrsinfrastruktur liegt in dem Missverhältnis zwischen privatwirtschaftlicher Prosperität und öffentlichen Beschränkungen. Darin spiegelt sich die Einstellung vieler Autofahrer wieder, die zwar persönlich die Vorzüge des Pkw schätzen, dessen massenhafte Verbreitung aber skeptisch betrachten und dementsprechend restriktive politische Entscheidungen akzeptieren.

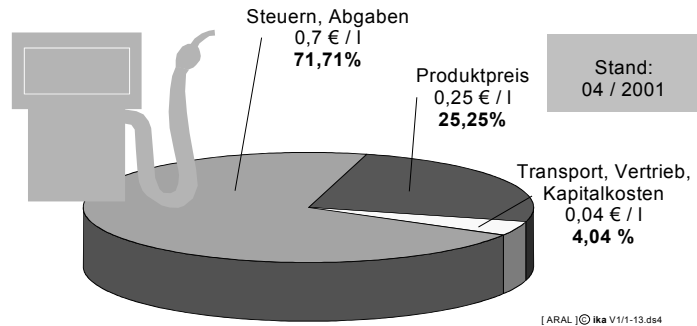


Abb. 1-13: Zusammensetzung des Benzinpreises (Quelle: ARAL)

1.2.2 Kraftfahrzeugkosten

Im vorangehenden Abschnitt wurde bereits auf die volkswirtschaftliche Bedeutung des Kraftfahrzeugs hingewiesen. Die volkswirtschaftlichen Rahmenbedingungen für das Verkehrssystem Kraftfahrzeug sind in weitem Umfang das Ergebnis politischer Entscheidungen. Die Fahrzeughersteller und Betreiber hingegen betrachten das Kraftfahrzeug vornehmlich unter betriebswirtschaftlichen Aspekten, sofern nicht - wie bei einem Teil privat genutzter Pkw - emotionale Motive überwiegen.

a) Produktionskosten - Verkaufspreise

Der private Pkw ist ein sogenanntes einkommenssuperiores Gut, d.h. bei steigendem Einkommen erhöht sich das Budget überproportional, das ein durchschnittlicher Haushalt für den Individualverkehr ausgeben möchte. In Zeiten wachsender Gesamtwirtschaft und steigender Realeinkommen bieten sich der Automobilindustrie daher sehr günstige Wachstumsmöglichkeiten.

Dieses Wachstum zeigte sich sowohl in den Verkaufszahlen in Abb. 1-14, sowie in den Verkaufspreisen in Abb. 1-15.

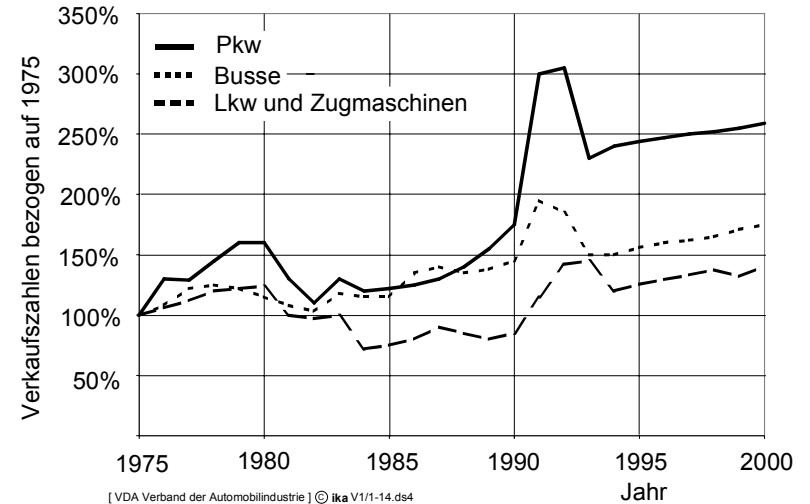


Abb. 1-14: Entwicklung der Kraftfahrzeug-Verkaufszahlen (Quelle: Verband der Automobilindustrie, 2003)

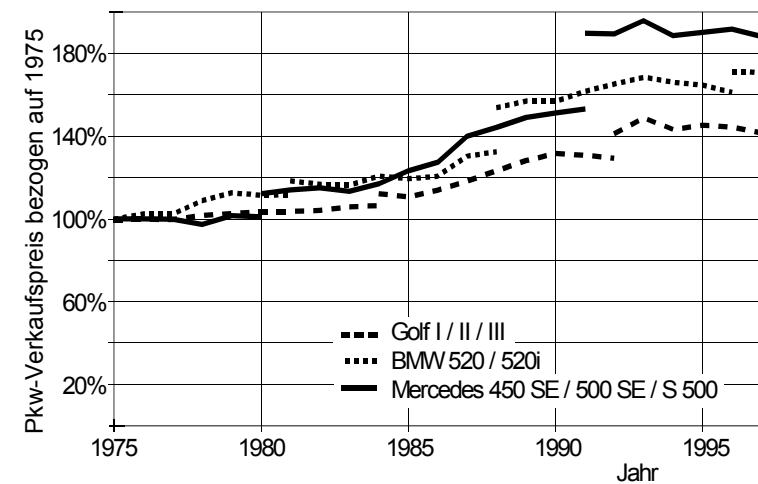


Abb. 1-15: Entwicklung von Pkw-Verkaufspreisen bezogen auf 1975

Betrachtet man die Entwicklung von Pkw-Verkaufspreisen in den letzten 20 Jahren, so erkennt man in den 80er Jahren einen sprunghaften Anstieg und in den 90er Jahren wieder eine merkliche Abflachung. Das Bild zeigt als Beispiel einen VW-Golf, einen BMW 520 bzw. 520 i und einen Mercedes 450 SE bzw. 500 SE bzw. S 500. Angesichts stagnierender Realeinkommen breiter Bevölkerungsschichten in den letzten Jahren ist eine zunehmende Preissensibilisierung zu beobachten. Inzwischen werden neue Modelle ausstattungsberichtigt oft billiger angeboten als ihre Vorgänger.

Produktionskostensenkung gilt heute als ein vorrangiges Ziel bei der Fahrzeug-Neuentwicklung. Maßnahmen dazu sind z.B.: Integration verschiedener Funktionen in einem Bauteil oder Baukastensysteme, gleiche Plattformen für viele verschiedene Pkw-Modelle (VW/Audi) oder V6- und V8-Motoren mit gleichen Grundabmaßen zur gemeinsamen Produktion auf einer Montagestrasse (DB Pkw/Lkw).

Angestrebt wird, bei Kostensenkungen gleichzeitig auch Funktions- und Qualitätsverbesserungen zu erzielen, die meisten Fahrzeugkonzepte und Lösungen stellen jedoch Kompromisse dar. Darüber hinaus können durch optimierte Produktionstechniken, Logistik und Arbeitsorganisation Kosten eingespart werden. Insbesondere Stückzahlerhöhungen wirken sich stark kostendämpfend auf ein Fahrzeugmodell aus, primär durch die günstigere Umlage von Entwicklungs- und Gemeinkosten und durch bessere Auslastung der Produktionsanlagen.

Der überwiegende Teil der späteren Produktionskosten wird bereits im Stadium der Entwicklung festgelegt, allgemein gilt etwa 70%. Der Entwickler ist also nicht nur für den technischen, sondern stärker noch als der Produktionstechniker für den wirtschaftlichen Erfolg eines neuen Modells verantwortlich.

Über den Erfolg entscheidet selbstverständlich auch eine richtige Verkaufspreisgestaltung. Diese erfolgt in der Regel nicht rein produktionskostenorientiert. Innerhalb einer Modellreihe variieren die Verkaufspreise sehr viel stärker als die Produktionskosten. Häufig ist das teuerste Modell 2 bis 3 mal teurer als das billigste. Der Sinn einer solchen Preisgestaltung wird deutlich, wenn man sich vorstellt, ein Unternehmen würde nur eine einzige Modellvariante zu einem mittleren Preis anbieten. Das Unternehmen verlöre auf der einen Seite potentielle Käufer, denen das Fahrzeug dann zu teuer wäre, und würde auf der anderen Seite seinen Preisspielraum bei solchen Käufern ungenutzt lassen, die bereit wären, mehr zu bezahlen. Daher können Motorisierungs- und Ausstattungsvarianten nicht nur als eine Möglichkeit zur Produktdifferenzierung, sondern primär zur Preisdifferenzierung gesehen werden.

b) Betriebskosten

Bei der Diskussion von Fahrzeugkosten muss beachtet werden, dass Kraftfahrzeuge sowohl gewerblich als auch privat genutzt werden können. Je nach Verwendungszweck handelt es sich dann, wirtschaftlich betrachtet, um Konsumgüter - vornehmlich Pkw für den privaten Gebrauch - oder um Investitionsgüter - Nfz und Pkw für den gewerblichen Gebrauch. Für die Entstehung der Kosten ist diese Unterscheidung unerheblich, unter steuerlichen Aspekten hingegen wesentlich.

Es kann unterschieden werden zwischen variablen Kosten, die vom Fahrzeugbetrieb abhängig sind und fixen Kosten, die allein aus der Fahrzeughaltung entstehen.

Fixe Kosten:

- Kapitalkosten
- Abschreibungen
- Lohnkosten*
- Verwaltung*
- Steuer
- Versicherung

Variable Kosten:

- Kraftstoff
- sonstige Betriebsstoffe
- Wartung und Reparatur
- Reifen

Zwei Beispiele sollen einige Aspekte verdeutlichen, die unter den derzeitigen Rahmenbedingungen in der Bundesrepublik Deutschland gelten. Dargestellt ist die Kostenstruktur für einen VW-Golf und einen Mercedes S 500. Tabelle 1-1 zeigt die zugrundegelegten Daten. Diese sind als Näherungswerte zu verstehen.

Abb. 1-16 und Abb. 1-17 zeigen die resultierenden jährlichen Kosten. Zum einen wird deutlich, dass selbst bei der Zugrundelegung einer hohen jährlichen Fahrleistung von 30000 km der Anteil der Kraftstoffkosten beim Oberklasse-Fahrzeug sehr gering ist (15,9%). Aber auch beim kleineren Mittelklassefahrzeug beträgt der Kraftstoffkosten-Anteil nur 22,8%. Wäre es bei beiden Fahrzeugen möglich, den Kraftstoffverbrauch zu halbieren, so würden sich die Gesamtkosten nur um ca. 8% bzw. 11% verringern. Aufschlussreich ist in diesem Zusammenhang eine Betrachtung der Kraftstoffpreisentwicklung (Abb. 1-18).

* nur bei gewerblich genutzten Fahrzeugen

		Golf GL	MB S 500
Nutzungsdauer	[Jahre]	4	4
Kaufpreis	[DM]	25000,-	150000,-
Resterlös nach Ende der Nutzung	[DM]	13000,-	60000,-
Preis für einen Satz Reifen	[DM]	600,-	1500,-
Kalkulationszinssatz	[%]	8,0	8,0
Jahresfahrleistung	[km]	15000	30000
Steuer pro Jahr	[DM]	184,80	660,-
Versicherungsprämie pro Jahr	[DM]	1000,-	5000,-
Kraftstoffpreis	[DM/l]	1,60	1,60
Verbrauch	[l/100km]	7	15
Aufschlag Motoröl	[%]	5	5
Aufschlag Wartung und Reparatur	[%]	25	25
Lebensdauer Reifen	[km]	50000	50000

Tabelle 1-1: Pkw-Kostenstruktur bei einer Nutzungsdauer von 4 Jahren

Entgegen des allgemeinen Empfindens befinden sich die Kraftstoffpreise gegenwärtig auf einem niedrigen Niveau. Daran wird nochmals deutlich, dass die Notwendigkeit von sinkenden Verbräuchen derzeit nicht in ökonomischen, sondern in ökologischen Sachverhalten liegt.

Als weitere Variation sind in Abb. 1-16 und Abb. 1-17 die Betriebskosten für jeweils 4-jährige Gebrauchtfahrzeuge dargestellt. Aufgrund des hohen Wertverlustes beim Neuwagen ergibt sich beim Oberklasse-Fahrzeug eine erhebliche Kostenminderung. Dabei wird aber nicht berücksichtigt, dass Wartung und Reparaturaufwand bei zunehmendem Fahrzeugalter nicht mehr sicher prognostizierbar sind und dass bei gewerblichem Einsatz steuerliche Abschreibungsmöglichkeiten die effektiven Kosten bei Neufahrzeugen stark reduzieren können.

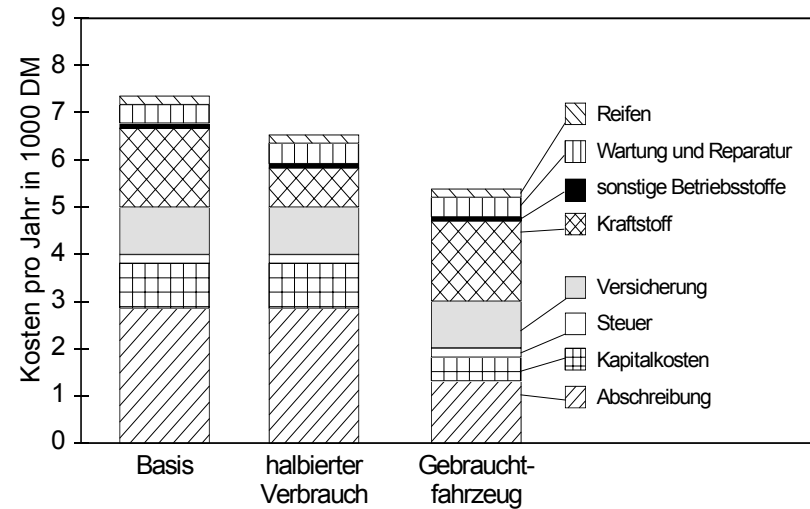


Abb. 1-16: Pkw-Kostenstruktur, Beispiel VW-Golf

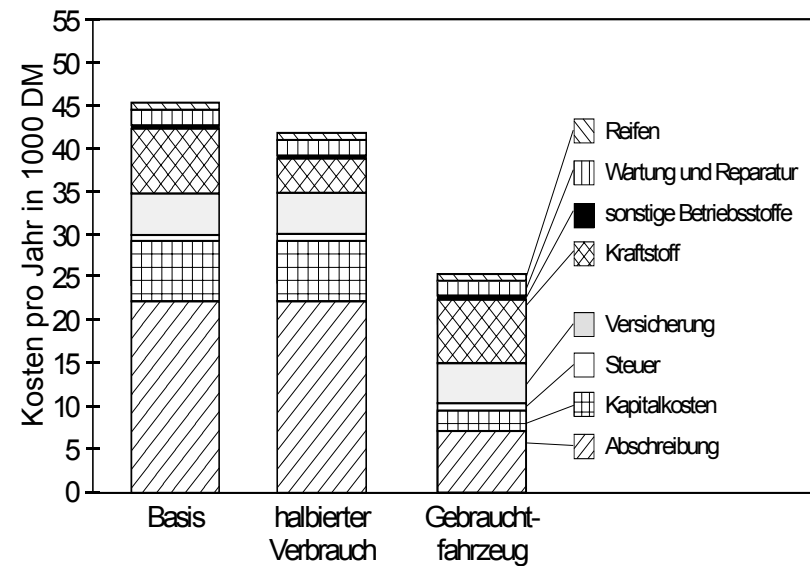


Abb. 1-17: Pkw-Kostenstruktur, Beispiel MB S 500

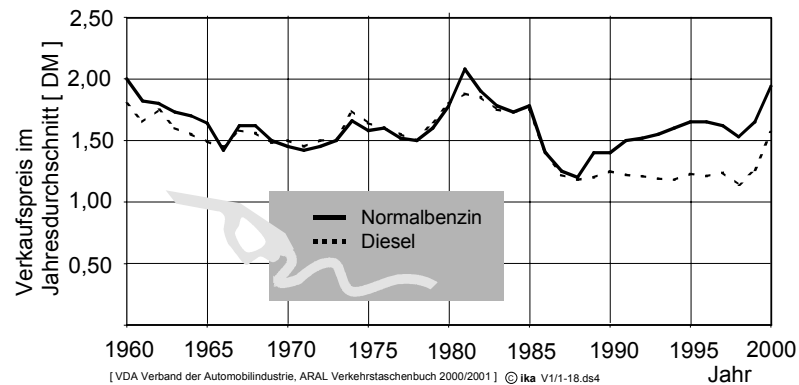


Abb. 1-18: Kraftstoffpreisentwicklung
(Quelle: Verband der Automobilindustrie 1996, ARAL)

Wichtiger noch als bei Pkw sind wirtschaftliche Betrachtungen bei Nutzfahrzeugen. Als Investitionsgüter werden sie ausschließlich zum Zwecke des Güter- beziehungsweise Personentransports erworben. Die Kaufentscheidung bleibt von nicht wirtschaftlichen Aspekten in aller Regel unbeeinflusst. Dementsprechend hat sich die Nutzfahrzeugentwicklung fast ausschließlich unter der Prämisse optimaler Wirtschaftlichkeit zu vollziehen. Technisch aufwendige Lösungen können zwar den Nutzwert eines Fahrzeugs erhöhen, bedeuten aber in der Regel gleichzeitig höhere Produktionskosten und damit tendenziell höhere Verkaufspreise. Somit ist im Einzelfall genau abzuwägen, welche Maßnahmen im Interesse der Kunden sinnvoll sind und welche nicht. Erschwerend kommt für den Hersteller hinzu, dass er einen Fahrzeugtyp oder eine Fahrzeugbaureihe nicht allein auf einen Anwendungsfall hin optimieren kann, sondern einen Kompromiss für viele verschiedene Anwendungen finden muss, z.B. Fernverkehr, Verteilerverkehr und Baustellenbetrieb.

Die Weiterentwicklung von Kraftfahrzeugen ist heute weniger denn je Selbstzweck, sondern zwingend notwendig, damit es seinen hohen Nutzen und seine gesellschaftliche Akzeptanz behält.

2 Leistungs- und Energiebedarf

Der für die Fortbewegung eines Fahrzeugs erforderliche Leistungs- und Energiebedarf wird durch die zu überwindenden Fahrwiderstände bestimmt. Diese teilen sich auf in Fahrwiderstände bei stationärer Fahrt, d.h. bei konstanter Geschwindigkeit, und Fahrwiderstände, die durch die Beschleunigung des Fahrzeugs hervorgerufen werden.

Die an einem mit konstanter Geschwindigkeit fahrendem Kraftfahrzeug angreifenden Widerstandskräfte lassen sich in drei Teilgruppen aufteilen:

- Radwiderstand,
- Luftwiderstand,
- Steigungswiderstand.

Bei instationärem Fahrtverlauf kommt der

- Beschleunigungswiderstand

hinzu.

2.1 Radwiderstand

Der Radwiderstand fasst alle am rollenden Rad entstehenden Widerstandskräfte zusammen. Der Gesamtwiderstand setzt sich aus den folgenden Anteilen zusammen:

- Anteil des Reifens,
- Anteil durch die Fahrbahn,
- Anteil durch Schräglauf,
- Anteil durch Lagerreibung.

Der Anteil durch Lagerreibung ist vergleichsweise gering und soll hier nicht explizit behandelt werden.

2.1.1 Anteil des Reifens

Rollt das luftbereifte Rad auf einer idealen Fahrbahn (eben und trocken) geradeaus, d.h. Umfangsmittellinie und Rollrichtung fallen zusammen, so entsteht eine Widerstandskraft gegen die Laufrichtung. Diese Widerstandskraft des Reifens hängt im wesentlichen von seinem Aufbau ab. Sie lässt sich in verschiedene Anteile zerlegen.

Diese sind:

- Walkwiderstand,
- Reibwiderstand,
- Lüfterwiderstand.

a) Walkwiderstand

Bei der Verformung (Walkung) eines luftbereiften Rades durch statisches Ein- und Ausfedern tritt aufgrund innerer Reibung Verlustarbeit auf. Rollt das Rad unter Belastung, wiederholt sich der Vorgang des Ein- und Ausfederns kontinuierlich für jeden Umfangspunkt des Reifens. Zur Veranschaulichung dient ein Radersatzsystem (Abb. 2-1), dessen Umfang durch lineare Feder-Dämpfer-Elemente gegen die Felge abgestützt ist. Zusätzlich kann man sich auch die Lauffläche aus Elementarfedern und -dämpfern zusammengesetzt vorstellen. Diese Federn und Dämpfer werden beim Durchlaufen des Reifenlatsches (Aufstandsfläche des Reifens auf der Fahrbahn) besonders beansprucht. Dadurch ergeben sich zusätzliche Reibungseinflüsse, die auch dem Walkwiderstand zuzurechnen sind. Die Feder- und Dämpfereigenschaften der Lauffläche wirken sich auch auf die Haftfähigkeit des Reifens auf der Fahrbahn aus. Die Wahl einer dämpfungsrärmeren Laufstreifenmischung führt gleichzeitig zu einer Verschlechterung der Haftreibung.

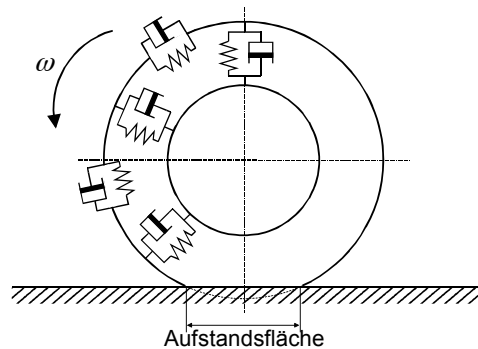


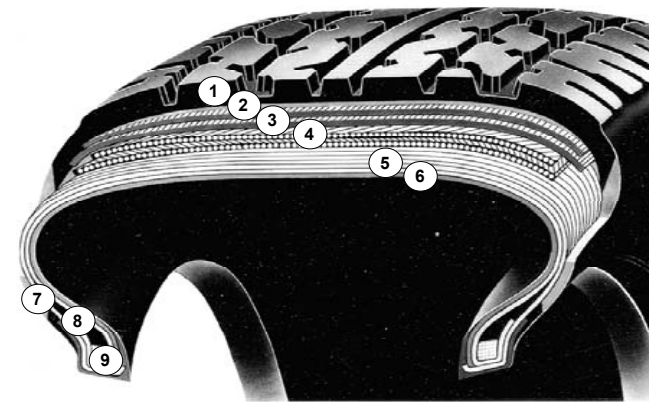
Abb. 2-1: Radersatzmodell

Beim Umlauf des Ersatzmodells wird in jedem "Elementar-Schwingungsdämpfer" Arbeit in Wärme umgewandelt. Der dadurch bedingte Walkwiderstand entspricht dem Quotienten aus geleisteter Dämpfungsarbeit und zurückgelegtem Weg:

$$F_{Rwalk} = \frac{\text{Dämpfungsarbeit}}{\text{Weg}} \quad \text{Gl. 2-1}$$

Erfahrungsgemäß weist bei der Gegenüberstellung von Reifen gleicher Lagenmaterialien (vgl. Abb. 2-2) der Reifen mit der größeren Lagenzahl die höhere Dämpfung auf, da die Relativbewegungen der Lagen gegeneinander Dämpfungsarbeit erzeugen.

Ein wesentlicher Unterschied besteht zwischen Diagonal- und Radialreifen. Entscheidend ist der sogenannte Fadenwinkel, definiert als der Winkel, den die einzelnen Fäden der Gewebelagen einer Karkasse mit der Radumfangsmittellinie bilden. Er beträgt bei Radialreifen 85°-90° und bei Diagonalreifen 20°-40°. Abb. 2-2 zeigt den Aufbau eines Pkw-Radialreifens und die Funktion der einzelnen Bauteile.



- | | |
|---|---|
| 1 Laufstreifen: Profil und Mischung beeinflussen die Eigenschaften | 6 Innenseele: ersetzt den Schlauch |
| 2 Base: senkt den Rollwiderstand | 7 Seitenteil: schützt Karkasse vor Beschädigungen |
| 3 Nylonbandagen: erhöhen die Hochgeschwindigkeitstauglichkeit | 8 Kernreiter: dient Lenkpräzision und Fahrstabilität |
| 4 Stahlcord-Gürtellagen: steigern die Form- und Fahrstabilität | 9 Wulstkern: sorgt für festen Felgensitz |
| 5 Karkasse: fesselt den Reifenfülldruck | |
- [mot - Spezial, Räder und Reifen]
© Ika V1/2-2.ds4

Abb. 2-2: Aufbau eines Radialreifens (Quelle: mot-Spezial, Räder und Reifen)

Während beim Radialreifen eine Verstärkung im Laufflächenbereich durch die Wahl eines geeigneten Gürtels erfolgt, ist beim Diagonalreifen eine Versteifung bzw. Lagenzahlerhöhung in der gesamten Karkasse -also auch im mittragenden Seitenwandbereich- erforderlich, was die größere Federsteifigkeit eines Diagonalreifens erklärt. Diese bewirkt zugleich vermehrte innere Reibung, eine stärkere Dämpfung

und somit einen größeren Walkwiderstand. Untersuchungen zur Reifendämpfung bei verschiedenen Rollgeschwindigkeiten haben ergeben, dass die Dämpfung mit steigender Geschwindigkeit abnimmt (Abb. 2-3).

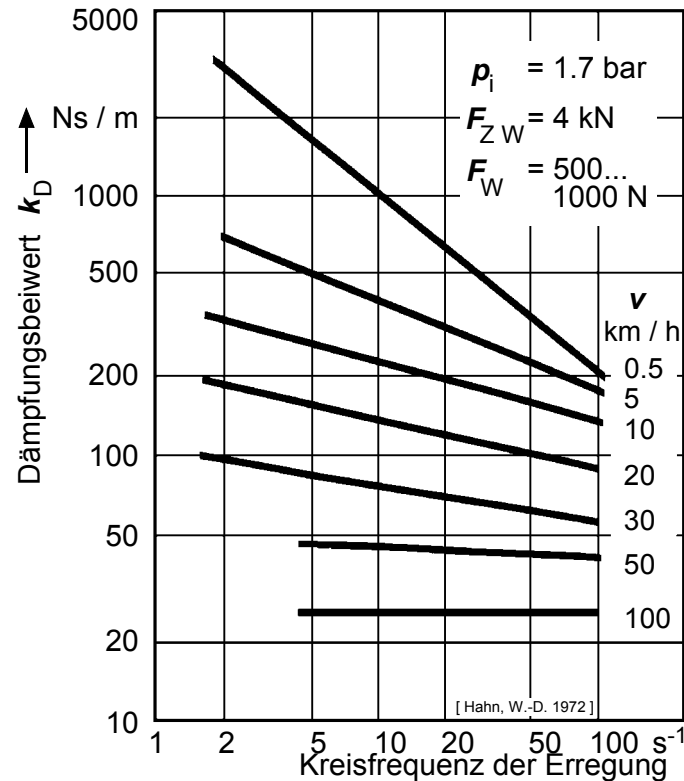


Abb. 2-3: Dämpfungsbeiwerte eines Pkw-Reifens (Quelle: Hahn, W.- D. 1972)

Diesem walkwiderstandsenkenden Effekt überlagert sich bei steigender Geschwindigkeit ein entgegengesetzt wirkender: die Einfederung des unter Last rollenden Reifens in der Aufstandsfläche verursacht infolge der mit der Geschwindigkeit zunehmenden Bedeutung der Massenkräfte ein Nachschwingen des Reifenumfangs. Die Dämpfung dieser Schwingung erzeugt Wärme, wodurch der Walkwiderstand zunimmt.

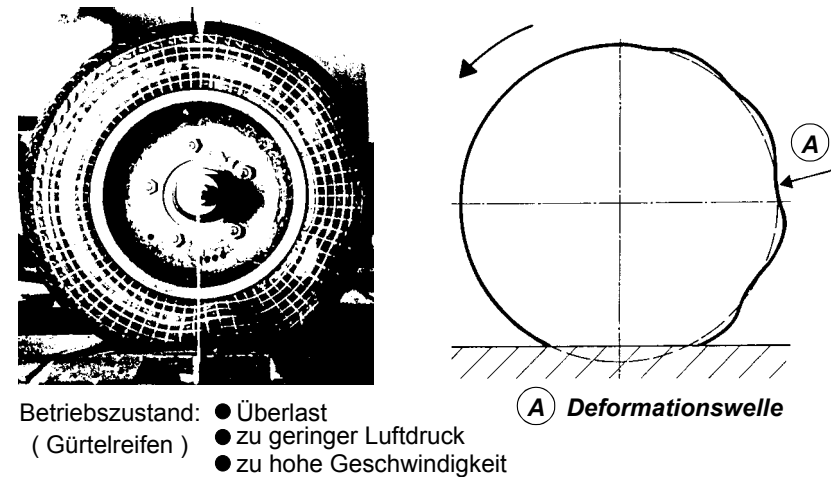


Abb. 2-4: Deformationswellenbildung

Dieser Vorgang der Ausbildung einer sogenannten Deformationswelle außerhalb der Reifenaufstandsfläche (Abb. 2-4) überwiegt dabei den Effekt der sinkenden Dämpfung in seinem Einfluss auf den geschwindigkeitsabhängigen Verlauf des Walkwiderstands. Er steigt mit zunehmender Geschwindigkeit - je nach Reifenbauart - mit geringer Steigung linear an, um ab etwa 35 m/s Fahrgeschwindigkeit progressiv zuzunehmen.

Der Walkwiderstand ist, um es zur Betonung vorwegzunehmen, normalerweise der wesentlichste Teil des Reifenwiderstandes.

b) Reibwiderstand

In dem in Abb. 2-1 gezeigten Radersatzmodell durchlaufen die Feder-Dämpfer-Elemente des Laufstreifens den Reifenlatsch. Dabei wird der Kreisbogenabschnitt des Reifenumfangs auf die Länge seiner Sehne, die Aufstandsflächenlänge, gestaucht. Dadurch kommt es im Reifenlatsch zu Relativbewegungen zwischen Fahrbahn und Laufstreifen, dem sogenannten Teilgleiten, sowohl in Längs- als auch in Querrichtung.

Dieses Teilgleiten verursacht Abrieb. Dabei wird Energie umgesetzt, die vom Antrieb als zusätzlicher Widerstand überwunden werden muss.

c) Lüfterwiderstand

Durch die Drehbewegung des Reifens ergeben sich Strömungsverluste, die jedoch sinnvollerweise nur im Zusammenhang mit der Luftumströmung des gesamten Fahrzeugs betrachtet werden. Sie werden deshalb meist dem Gesamtluftwiderstand zugeschlagen (siehe dazu Kap. 2.2). Hier wird diese Widerstandsform nicht weiter betrachtet.

d) Rollwiderstandsbeiwert

Der Radwiderstand durch den Reifen ist zusammenfassend die Summe aus Walkwiderstand F_{Rwalk} , Reibwiderstand F_{Rreib} und Lüfterwiderstand F_{RLuft} . Diese Summe wird auch als Rollwiderstand bezeichnet.

$$F_{Rroll} = F_{Rwalk} + F_{Rreib} + F_{RLuft} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Diese Zusammenfassung ist zweckmäßig, da die einzelnen Anteile von Walk- und Reibwiderstand in der Praxis ohnehin nicht getrennt werden.

Abb. 2-5 zeigt den Verlauf der Rollwiderstandskraft über der Radlast für einen Nutzfahrzeugreifen.

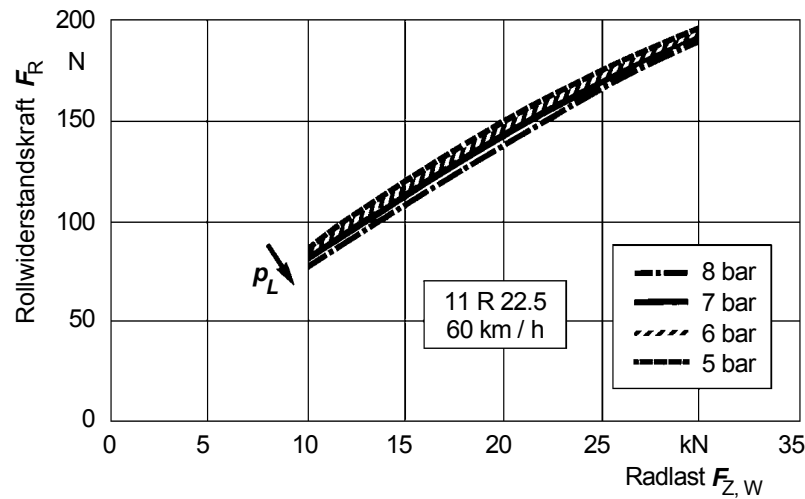


Abb. 2-5: Lastabhängigkeit der Rollwiderstandskraft für einen Nkw-Radialreifen

Angesichts eines nahezu linearen Verlaufs der Rollwiderstandskraft über der Radlast kann eine lastbezogene Kennzahl definiert werden, der dimensionslose Rollwiderstandsbeiwert f_{Rroll} :

$$f_{Rroll} = \frac{F_{Rroll}}{F_{Z,W}} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Die Entstehung des Rollwiderstandes war oben mit den Federbewegungen in der Reifenseitenwand und der Lauffläche hergeleitet worden. Tatsächlich zeigen Messungen zu Druckverteilungen im Latsch von Reifen in Längs- und Querrichtung unsymmetrische Druckverteilungen (Abb. 2-6).

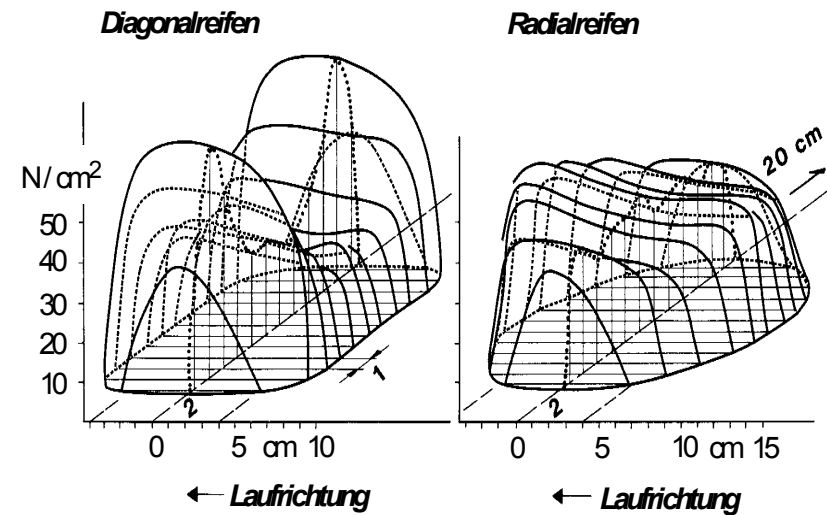


Abb. 2-6: Druckverteilung im Latsch eines Diagonal- (links) und eines Radialreifens

Betrachtet man nur den Längsschnitt in Radmitte, ergibt sich vereinfachend die in Abb. 2-7 dargestellte Druckverteilung.

Abb. 2-8 zeigt die resultierenden Kräfte und Momente, die am Rad, am Fahrzeugaufbau und an der Fahrbahn auftreten. Betrachtet wird ein nicht angetriebenes Rad.

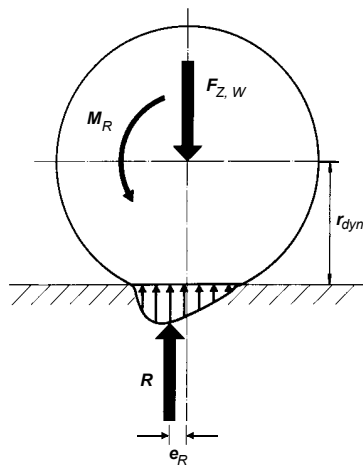


Abb. 2-7: Kräfte und Momente am Rad

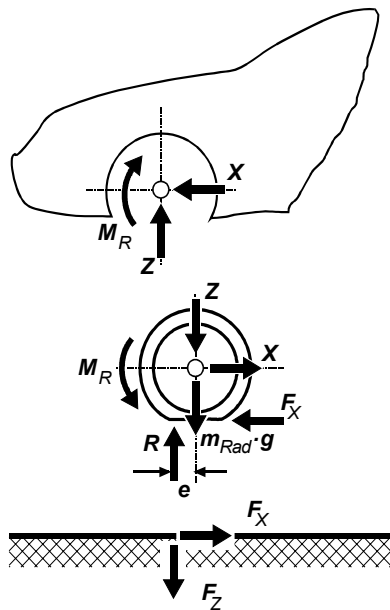


Abb. 2-8: Kräfte und Momente am Fahrzeugaufbau, am Rad und an der Fahrbahn

Werden die im Reifenlatsch angreifenden vertikalen Einzelkräfte aufsummiert, ergibt sich eine dem Betrage nach der Radlast entsprechende Reaktionskraft R . Infolge der asymmetrischen Druckverteilung in der Bodenaufstandsfläche liegt ihr Angriffspunkt um die Exzentrizität e_R vor der Raddrehachse. Der Drehbewegung wirkt also ein Moment der Größe

$$M_{R\text{roll}} = R \cdot e_R = F_{Z,W} \cdot e_R \quad \text{Gl. 2-4}$$

entgegen. Zum Vortrieb ist demnach eine horizontale Kraft erforderlich, die multipliziert mit dem dynamischen Reifendruck r_{dyn} dem Moment aus den Vertikalkräften entsprechen muss. Diese Kraft entspricht betragsmäßig der Rollwiderstandskraft:

$$M_{R\text{roll}} = F_{R\text{roll}} \cdot r_{\text{dyn}} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Für den Rollwiderstandsbeiwert kann damit vereinfachend abgeschätzt werden:

$$F_{R\text{roll}} \cdot r_{\text{dyn}} = F_{Z,W} \cdot e_R \quad \text{Gl. 2-6}$$

mit:

$$F_{R\text{roll}} = f_R \cdot F_{Z,W} \quad \text{Gl. 2-7}$$

ergibt sich:

$$f_{R\text{roll}} = \frac{e_R}{r_{\text{dyn}}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Im Rahmen üblicher fahrzeugtechnischer Berechnungen wird der Rollwiderstandsbeiwert als konstant über Radlast und Fahrgeschwindigkeit angenommen. Bei genauerer Betrachtung der Lastabhängigkeit (Abb. 2-5) zeigt sich ein degressiv ansteigender Verlauf der Rollwiderstandskraft. Daraus resultiert ein über der Radlast sinkender Rollwiderstandsbeiwert, wie Abb. 2-9 für einen Lkw-Radialreifen zeigt.

Gleichzeitig ist in Abb. 2-9 der Einfluss des Reifendruckes auf den Rollwiderstandsbeiwert dargestellt. Es ergibt sich ein mit steigendem Luftdruck sinkender Widerstandskoeffizient. Da erhöhter Innendruck zu einer weiteren Versteifung des Reifens führt, nimmt die Einfederung bei gleichbleibender Radlast ab. Dies führt zu einer Verringerung der aufzuwendenden Walkarbeit und wegen der kleineren Bodenaufstandsfläche zu einem Rückgang des Reibwiderstandsanteils.

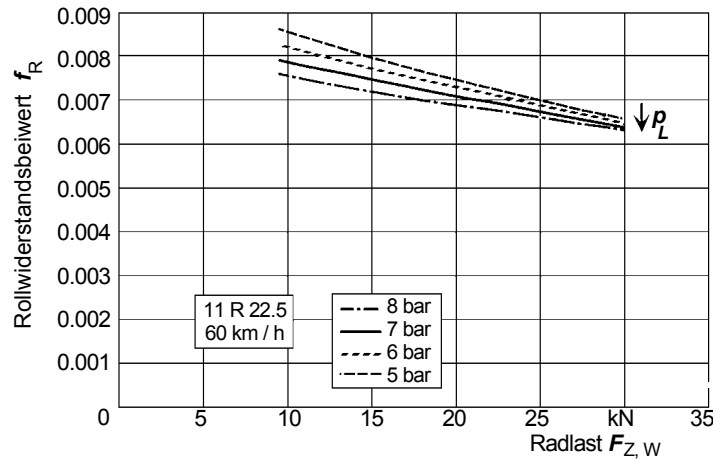


Abb. 2-9: Rollwiderstandsbeiwert eines Lkw-Radialreifens als Funktion von Radlast und Innendruck

Den Geschwindigkeitseinfluss auf den Rollwiderstand gibt Abb. 2-10 wieder. Der zunächst nur langsam -ab einem auslegungsbedingt schwankenden Geschwindigkeitsbereich progressiv- steigende Verlauf des Rollwiderstandsbeiwertes ist auf die mit der Geschwindigkeit wachsende Auswirkung der Deformationswellenbildung auf den Walkwiderstand zurückzuführen.

Bei H- (bis 210 km/h) und V-Reifen (bis 240 km/h) schwächt die erhöhte Reifenfestigkeit den Einfluss der Deformationswellenbildung ab, der progressive Rollwiderstandsanstieg setzt somit erst bei höherer Geschwindigkeit und weniger ausgeprägt ein.

Für Rechnersimulationen des Rollwiderstandes kann die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Rollwiderstandes durch den empirisch ermittelten Ansatz

$$f_{Rroll} = C_0 + C_1 \cdot v + C_2 \cdot v^4 \tag{Gl. 2-9}$$

angenähert werden, wobei für die Konstanten C_0 , C_1 und C_2 auf reifenspezifisch ermittelte Werte zurückgegriffen wird. Bei einer Bezugsgeschwindigkeit $v^* = 100 \text{ km/h}$ gilt für einen Reifen der Bauart HR etwa:

$$C_0 \approx 9,91 \cdot 10^{-3} \quad C_1 \approx 1,95 \cdot 10^{-5} \quad C_2 \approx 1,76 \cdot 10^{-9}$$

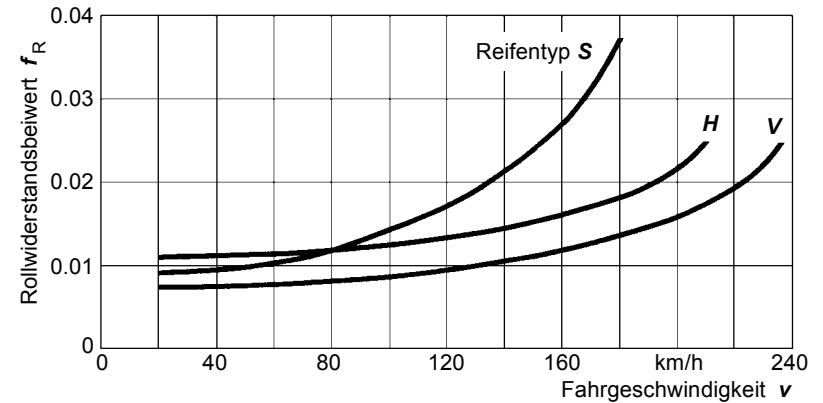


Abb. 2-10: Rollwiderstandsbeiwerte für unterschiedliche Radialreifen

Zusammenfassend ist also festzustellen:

Neben den äußeren Einflüssen Geschwindigkeit, Radlast und Reifendruck hängt der Rollwiderstand von der Reifenkonstruktion, den eingelegten Materialien und den verwendeten Gummimischungen ab. So weist der Radial- gegenüber dem Diagonalreifen einen grundsätzlich niedrigeren Rollwiderstand auf. Des Weiteren hat die Laufflächengestaltung Einfluss auf den Rollwiderstand. Geringe Profiltiefe und feine Profilstrukturierung reduzieren die Widerstandskraft, wobei die reduzierende Wirkung des feinstrukturierten Laufstreifens mit zunehmender Geschwindigkeit nachlässt.

Messtechnisch ist die Größe der einzelnen Widerstandskomponenten Walk-, Reib- und Lüfterwiderstand nicht genau erfassbar. Mit Sicherheit ist lediglich zu sagen, dass der Walkwiderstand den größten Anteil am Rollwiderstand verursacht. Für die Messung des Gesamtwiderstandes stehen grundsätzlich zwei verschiedene Methoden zur Verfügung. Der Straßenversuch bietet den Vorteil realistischer Fahrbahn und Randbedingungen. Als schwierig erweist sich die Einhaltung vorgegebener Versuchsparameter, bedingt durch äußere Störeinflüsse wie Witterung, Fahrbahnverschmutzung und Verkehr, die für reproduzierbare Reifenuntersuchungen notwendig ist.

Dieses Problem tritt bei Messung an stationären Reifenprüfständen nicht auf. Dabei wird das Rad mit dem Testreifen ortsfest auf einer beweglichen Rollfläche geführt. Die Datenerfassung erfolgt über Kraftaufnehmer an den das Rad haltenden Lenkern.

Als Rollfläche kommen im wesentlichen drei Arten zur Anwendung:

- eine Rolle mit Außenlaufbahn,
- eine Trommel mit Innenlaufbahn,
- ein über zwei Rollen bewegtes ebenes Band.

Ein vielfach verwendeter kostengünstiger Anlagentyp ist der Lauftrommelprüfstand mit Außenbahn. Neben hoher Belastbarkeit und Kompaktheit gestattet das reichliche Platzangebot am Rad beliebige Radführungskonzepte und Radstellungen sowie einfache Reifenmontage.

Wegen des Fliehkrafteinflusses gestaltet sich die Befestigung verschiedener Fahrbahnbeläge auf der Trommel schwierig. Versuche mit nasser Lauffläche sind nur bedingt möglich.

Bei Testanlagen mit Innenlaufbahntrommeln unterstützt der Fliehkrafteffekt die Befestigung des Laufflächenbelags. Deshalb eignet sich dieser Prüfstandstyp besonders für Messungen bei unterschiedlichen Fahrbahnbelägen sowie zur Bestimmung des Reifen-Nasslaufverhaltens. Nachteilig wirken sich die begrenzten Platzverhältnisse am Rad auf Reifenmontage und Radführung aus.

Grundsätzlich treten bei allen Trommelprüfständen durch die Laufbahnkrümmung Messfehler auf. Gegenüber ebenen Fahrbahnen vergrößern sich bei gleicher Radlast der Reifenlatsch und die Einfederung. Die Folge sind erhöhte Reib- und Walkwiderstände. Durch relativ zum Radhalbmesser große Lauftrommelradien kann der Fehler klein gehalten werden. Für die Übertragung der Messergebnisse auf ebene Fahrbahnen müssen Korrekturfaktoren eingeführt werden.

Flachbahnprüfstände verwirklichen weitgehend eine ebene Rollfläche. Zudem bieten sie uneingeschränkt Platz für die Radführung und für Radbewegungen sowie zur Reifenmontage. Durch Bandwechsel lassen sich innerhalb gewisser Grenzen veränderte Fahrhahnoberflächen realisieren; ebenso sind Nasslaufversuche möglich. Jedoch erfordert die Bandführung durch Rollen einen hohen technischen Aufwand, da Laufbahnschwingungen Messfehler erzeugen können; zudem erhöht der Bandverschleiß die laufenden Kosten.

In Abb. 2-11 sind die drei wichtigsten Prüfstandstypen mit ihren Vor und Nachteilen dargestellt.


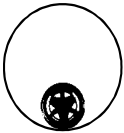
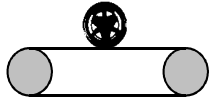
<i>Prüfstandsbauformen</i>	<i>Vorteile</i>	<i>Nachteile</i>
 Trommel mit Außenbahn	Gutes Platzangebot, Reifenmontage einfach	Naßlaufversuche schwierig
 Trommel mit Innenbahn	Lauffläche auswechselbar, Naßlauf möglich	Begrenzt Platzangebot, Reifenmontage schwierig
 Flachbahn-Prüfstand	ebene Unterlage	Bandführung schwierig, Bandverschleiß durch Schwingungen

Abb. 2-11: Bauformen von Reifenprüfständen

Abb. 2-12 zeigt den am Institut für Kraftfahrwesen Aachen (ika) eingesetzten Prüfstand für Motorrad- und Personenwagenreifen mit Außenbahn-Lauftrommel.

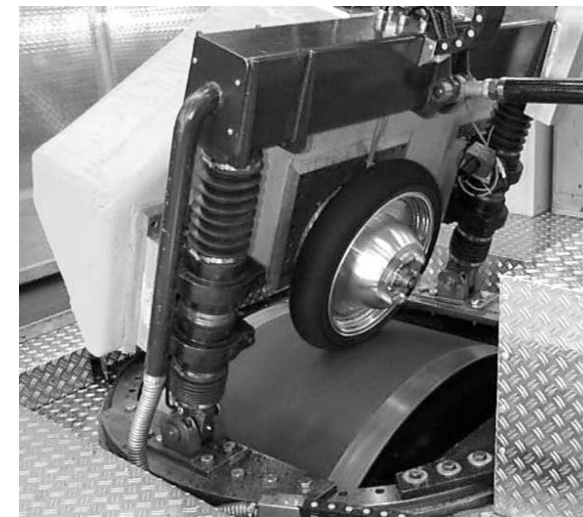


Abb. 2-12: Reifenprüfstand mit Außenbahn-Lauftrommel am ika

Der Verlauf des Rollwiderstandsbeiwertes in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit hängt wesentlich von den Messbedingungen ab. Es gibt zwei Arten der Messung:

1. Der Nenndruck wird bei stehendem oder mit einer konstanten Geschwindigkeit rollendem Reifen eingestellt und anschließend wird jeder Messpunkt ohne Luftdruckregelung angefahren. Durch die Walkarbeit des Reifens erhöht sich die Lufttemperatur im Reifen. Der Luftdruck steigt an.
2. Der Innendruck wird während der gesamten Laufzeit kontrolliert und dem Nenndruck angeglichen.

Die zweite Methode schaltet die Auswirkung eines zusätzlich variierenden Parameters, des Reifenluftdrucks, aus, während erstere der realen Verwendung des Reifens am Fahrzeug näher kommt, wobei jedoch andere Einflüsse, wie z.B. kühlender Fahrtwind, unberücksichtigt bleiben.

Vergleicht man beide Messergebnisse (Abb. 2-13), so liegen die Rollwiderstandsbeiwerte bei unregelmäßigem Innendruck generell unter denen mit nachgeregeltem Reifenluftdruck, was auf die rollwiderstandssenkende Wirkung des erhöhten Innendrucks zurückzuführen ist.

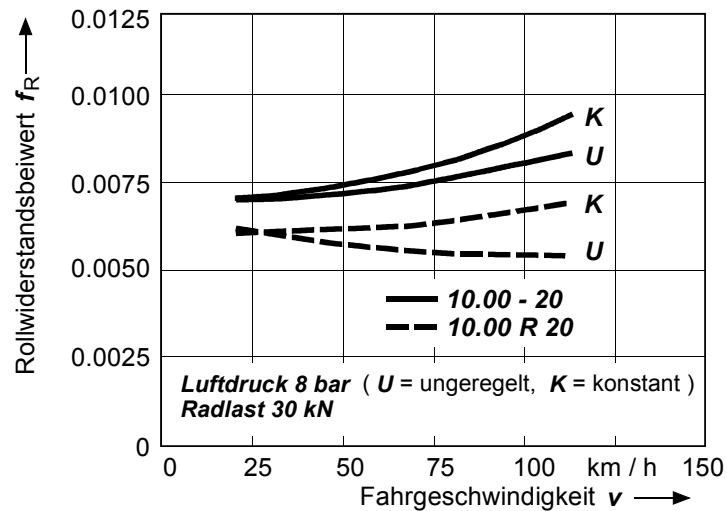


Abb. 2-13: Einfluss des geregelten und unregelmäßigem Luftdrucks auf den Rollwiderstand von Nkw-Reifen

In diesem Kapitel wurde deutlich, dass der Radwiderstand wesentlich von den Eigenschaften des Reifens beeinflusst wird. Daneben besitzt der Reifen wesentliche Aufgaben im Rahmen der Fahrzeugquer- und vertikaldynamik (Federn und Übertragen von Seitenkräften). Entscheidend für die Qualität eines Reifens sind die genaue Zusammensetzung der Gummimischung (Abb. 2-14), das Reifenprofil und der innere Aufbau (Abb. 2-2).

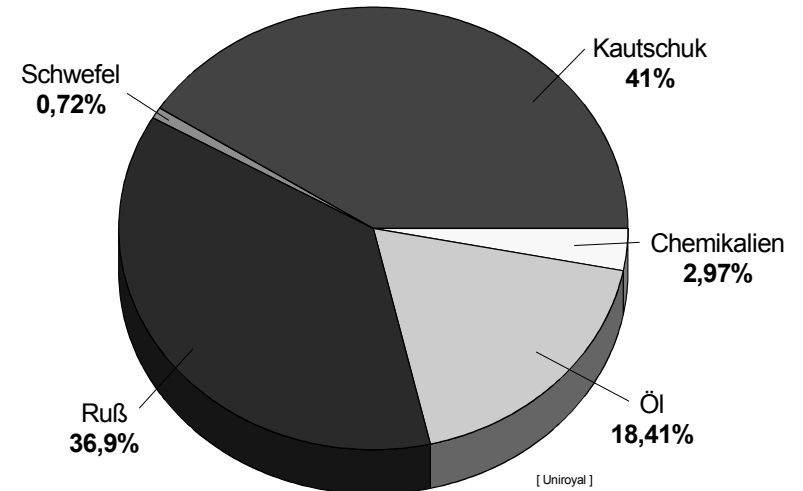


Abb. 2-14: Gummimischung für eine Reifenlauffläche (Uniroyal Rallye 440)

Abschließend soll kurz dargestellt werden, welche vielfältigen Anforderungen an einen modernen Reifen gestellt werden und welche Fortschritte bei der Entwicklung erzielt wurden.

Abb. 2-15 zeigt für einen Hersteller die jeweiligen Zielerreichungsgrade in den Jahren 1960, 1970 und 1992. Erkennbar ist, dass die früheren Diagonal-Reifen zwar sehr gute Komforteigenschaften aufwiesen, aber in den fahrdynamisch relevanten Kriterien nicht befriedigen konnten. Gerade umgekehrt verhält es sich bei dem frühen Radialreifen, während der moderne Reifen einen guten Kompromiss zur Erfüllung aller Anforderungen darstellt. Manche Hersteller bieten inzwischen verschiedene Reifenserien an, die dem Fahrer selbst eine Schwerpunktsetzung bei bestimmten Kriterien erlauben (z.B. komfortabel oder sportlich).

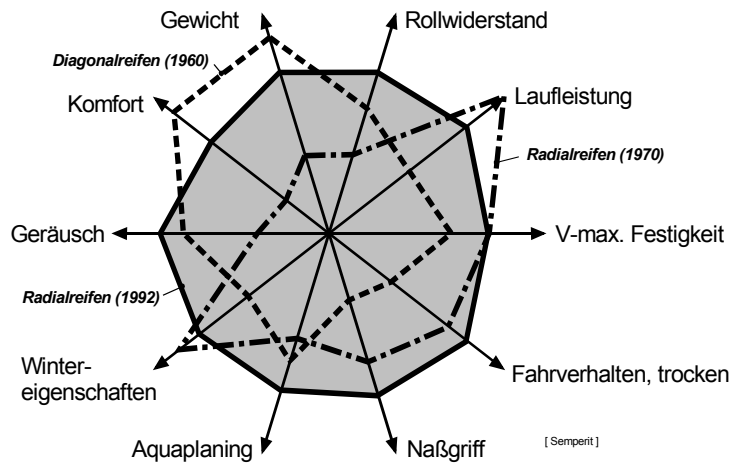


Abb. 2-15: Entwicklungsziele bei der Reifenentwicklung (Semperit)

Bei der Entwicklung von Lkw-Reifen stehen wirtschaftliche Überlegungen im Vordergrund. Der Reduzierung des Rollwiderstandes fällt hier wegen der verbrauchs-reduzierenden Wirkung eine besondere Rolle zu. Jüngste Entwicklungen realisieren Rollwiderstandsbeiwerte von bis zu $f_R = 0,005$ (Abb. 2-16).



Abb. 2-16: Rollwiderstandsminimierter Lkw-Reifen (Continental)

2.1.2 Anteil der Fahrbahn

Unebene, plastische und nasse Fahrbahnen tragen zu einer Radwiderstands-erhöhung bei.

a) Unebene Fahrbahn

Kleine Fahrbahnebenheiten werden vom Reifen aufgefangen und gedämpft. Darüber hinaus federt zusätzlich das gesamte Rad relativ zum Fahrzeugaufbau über Feder-Dämpferelemente ein. Dabei wird sowohl im Reifen als auch im Aufbau-dämpfer kinetische Energie in Wärme umgewandelt, d.h. die beim Ausfedern für die Fortbewegung zurückgewonnene Federarbeit ist um die Dämpfungsarbeit geringer als die zuvor beim Einfedern aufgewendete Lastarbeit. Abb. 2-17 verdeutlicht dies am einfachen Beispiel eines unbereiften Rades.

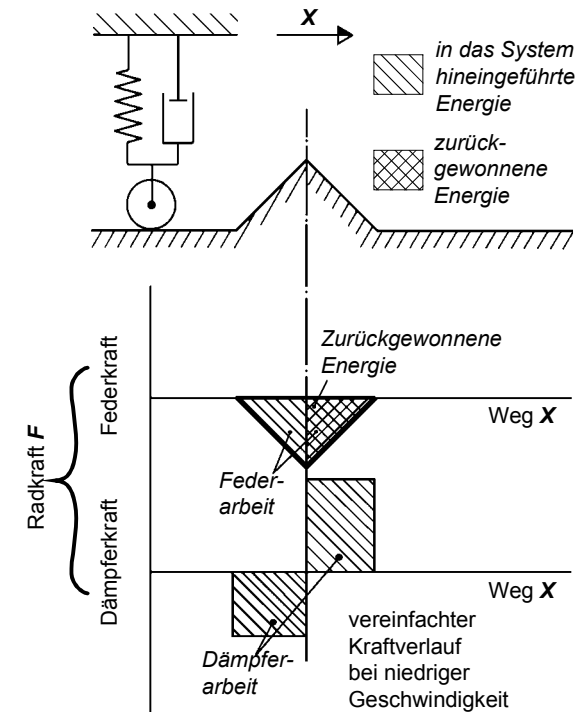


Abb. 2-17: Energierückgewinnung einer Radaufhängung beim Überfahren eines Hindernisses

Die Federarbeit wirkt aufgrund der zurückgewonnenen Energie nicht auf den Radwiderstand, wohingegen die geleistete Dämpferarbeit ΔW , bezogen auf den zurückgelegten Weg, den zusätzlichen Radwiderstandsanteil durch unebene Fahrbahn $F_{R\text{uneben}}$ ausmacht:

$$F_{R\text{uneben}} = \frac{\sum \Delta W}{X} \quad \text{Gl. 2-10}$$

b) Plastische Fahrbahn

Neben annähernd harten bzw. leicht elastischen Bodenbelägen wie Asphalt oder Beton, die das unter normaler Belastung rollende Rad nicht bleibend verformt, existieren Fahrbahnen, auf denen der Abrollvorgang des belasteten Rades eine plastische Deformation in Form einer sichtbaren Spur erzeugt, z.B. Erde, Sand, Gras oder Schnee. Diese plastischen Fahrbahnen verursachen gegenüber festen Unterlagen eine zusätzliche Radwiderstandskraft $F_{R\text{plast}}$, die sich im wesentlichen aus drei Teilwiderständen zusammensetzt:

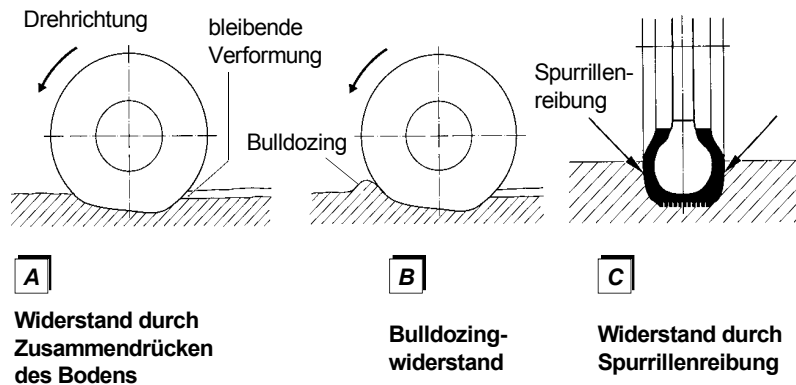


Abb. 2-18: Widerstände auf plastischer Fahrbahn

- Widerstand durch Zusammendrücken des Bodens

Die durch das auf plastischer Fahrbahn unter Last rollende Rad entstehende Verformung des Untergrundes bildet sich je nach Art der Unterlage in nur geringem Maße elastisch zurück; es bleibt eine Spur (Abb. 2-18).

Die für das Zusammendrücken des Bodens notwendige Arbeit wird somit nur teilweise zurückgewonnen, eine zusätzliche Widerstandskraft muss überwunden werden.

- Bulldozingwiderstand

Bei der Rollbewegung durch weichen Untergrund werden Bodenmassen vor dem Reifen hergeschoben, bis sie entweder verdichtet oder seitlich verdrängt werden. Diese horizontalen Bewegungen des Fahrbahnmaterials, sowohl in Fahrtrichtung als auch quer dazu, erfordern Kräfte, die unter dem Begriff Bulldozingwiderstand zusammengefasst werden (Abb. 2-18).

- Widerstand durch Spurrillenreibung

Ein weiterer, wenn auch geringer, Teilwiderstand wird durch Reibung zwischen Reifenseitenwand und Fahrbahnmaterial, der Spurrillenreibung erzeugt (Abb. 2-18).

Der Zusatzwiderstand für plastische Fahrbahnen steigt im Gegensatz zum Rollwiderstand auf festem Bodenbelag mit zunehmendem Reifenluftdruck an, da durch einen erhöhten Innendruck die Reifenaufstandsfläche verringert wird und das Rad dadurch tiefer in den Boden einsinkt (Abb. 2-19).

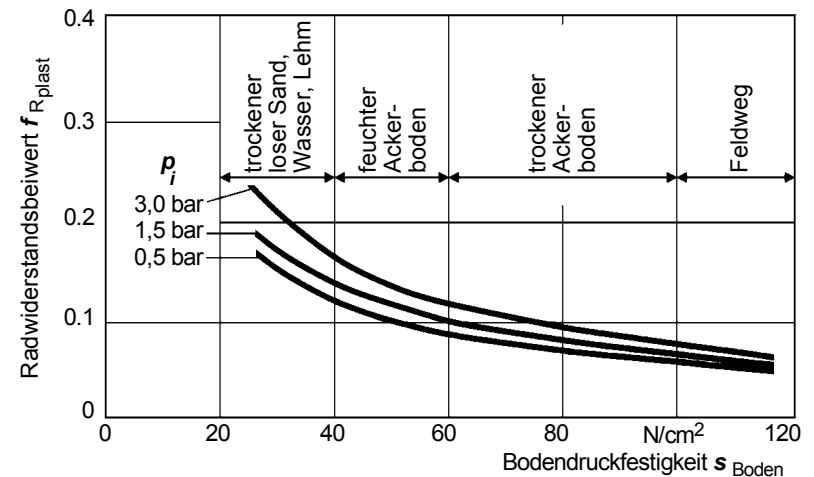


Abb. 2-19: Abhängigkeit des Radwiderstandsbeiwertes auf plastischer Fahrbahn von der Bodendruckfestigkeit

Insgesamt ergibt sich damit der Radwiderstand aus der Summe der Widerstandskraft durch Zusammendrücken und Verschieben des Untergrundes, durch Spurrillenreibung und aus dem Rollwiderstand der auf festem Fahrbahnbelag auftritt:

$$F_R = F_{Rroll} + F_{Rplast} = F_{Z,W} \cdot (f_{Rroll} + f_{Rplast}) \quad \text{Gl. 2-11}$$

Aus dem Radwiderstand gebildete Radwiderstandsbeiwerte werden für unterschiedliche Fahrbahnen angegeben. Vereinfachend bezeichnet man diesen Widerstandsbeiwert auch als Rollwiderstandsbeiwert. Aus dem zuvor gesagten ist aber zu entnehmen, dass es sich dabei um eine doppelte Belegung des Begriffs Rollwiderstandsbeiwert handelt.

Im folgenden sind Radwiderstandsbeiwerte für unterschiedliche Fahrbahnen aufgeführt:

Fahrbahn	f _R - Wert
neuer, fester Asphalt; Beton; Kleinpflaster; Kopfsteinpflaster	0,005 - 0,015
gewalzter, fester Schotter; ausgefahrener, welliger Asphalt	0,02 - 0,03
geteeter, ausgefahrener, welliger Schotter	0,03 - 0,04
sehr gute Erdwege	0,04 - 0,05
Erdwege	0,05 - 0,15
Sand	0,15 - 0,35

Tabelle 2-1: Fahrbahnabhängige Rollwiderstandsbeiwerte

c) Nasse Fahrbahn

Um auf nasser Fahrbahn den Kontakt zwischen Laufstreifen und Fahrbahnoberfläche herzustellen, muss der Reifen den Wasserfilm durchdringen. Zur Verdrängung des Wassers sind sogenannte Schwallkräfte zu überwinden. Der Wasserfilm und der fahrbahnberührende Laufstreifenabschnitt werden dabei vereinfachend in drei Zonen (Annäherungs-, Übergangs- und Kontaktzone) unterteilt (Abb. 2-20). In der Annäherungszone, dem Einlaufbereich des Reifens ohne Bodenberührung, wird der Hauptanteil des Wassers verdrängt, in der Übergangszone deformiert sich der Reifen bereits und es tritt begrenzt Bodenkontakt auf. Die Kontaktzone schließlich bezeichnet den eigentlichen Reifenlatsch, die direkte Berührungsfläche zwischen

Lauffläche und Fahrbahn, die die Kraftübertragung ermöglicht. Hier wird nur noch sehr wenig Wasser durch das Profil nach außen gedrängt.

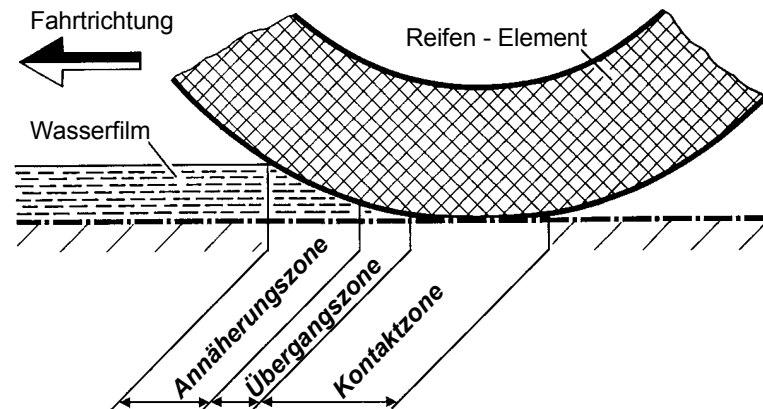


Abb. 2-20: Berührungszonen zwischen Nässebelag und Reifen

Wie Untersuchungen gezeigt haben, hängt der Schwallwiderstand nahezu ausschließlich von dem pro Zeiteinheit zu verdrängenden Wasservolumen ab, also von der Wasserhöhe h, der Reifenbreite b und der Rollgeschwindigkeit v_R. Reifenbauart, Luftdruck oder Radlast haben keinen oder nur sehr geringen Einfluss.

Zur Berechnung des Schwallwiderstandes F_{Rschw}, kann die folgende empirische Beziehung verwendet werden:

$$F_{Rschw} = \frac{b}{10} \cdot \left(\frac{v_R}{N} \right)^E \quad \text{Gl. 2-12}$$

- mit: F_{Rschw} = Schwallwiderstand in N
- b = Reifenbreite in cm
- v_R = Geschwindigkeit in km/h

Die von der Wasserhöhe abhängigen Größen N und E können der Abb. 2-21 entnommen werden.

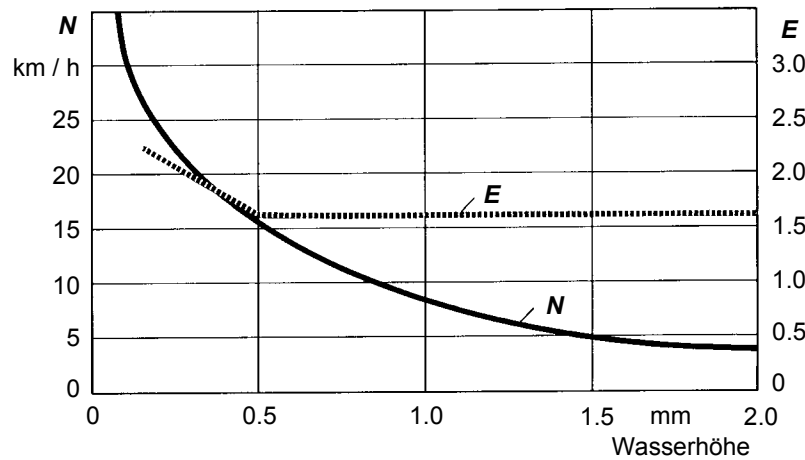


Abb. 2-21: Abhängigkeit der Kenngrößen N und E von der Wasserhöhe

In Abb. 2-22 werden der nach obiger Gleichung berechnete bezogene Schwallwiderstand in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Wasserhöhe und die ermittelten Messergebnisse gegenübergestellt. Dabei zeigt sich auch, dass man für Diagonal- und Radialreifen nur geringfügig unterschiedliche Werte erhält.

Abb. 2-23 zeigt verschiedene Fahrsituationen auf nasser Fahrbahn. Im ersten Fall, bei vollem Reifenprofil und einer Geschwindigkeit von 80 km/h, besitzt die Annäherungszone eine Länge von etwa 12 mm, die trockene Kontaktzone von etwa 68 mm. Bei 150 km/h hat sich die Annäherungszone bereits auf 18 mm verlängert. Ohne genügend Profil (Fall 3) bildet sich bereits bei 80 km/h eine geschlossene Wasserschicht zwischen Reifen und Fahrbahn.

Der resultierende Radwiderstand auf nasser Fahrbahn addiert sich aus der Schwallwiderstandskraft und dem Rollwiderstand auf trockener Fahrbahn:

$$F_R = F_{R\text{roll}} + F_{R\text{schw}} \quad \text{Gl. 2-13}$$

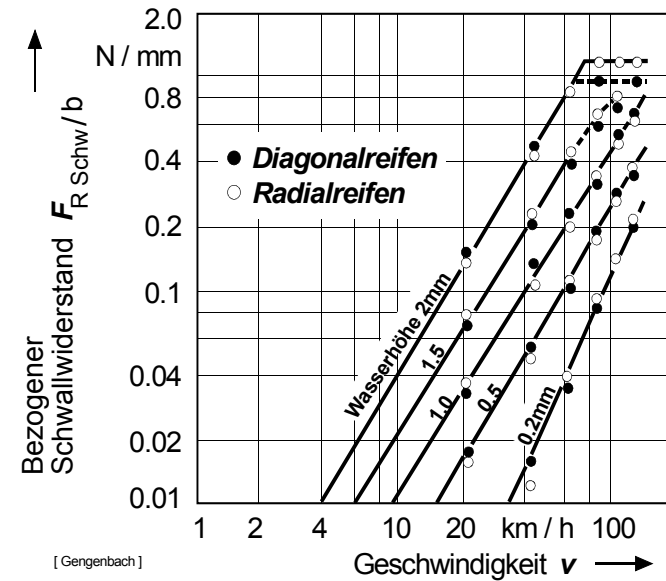
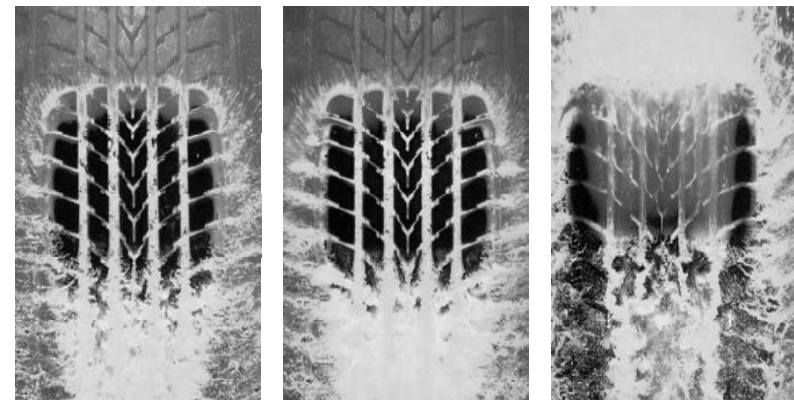


Abb. 2-22: Schwallwiderstand in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für Diagonal- und Radialreifen (Quelle: Gengenbach)



volles Profil bei 80 km/h volles Profil bei 150 km/h 1,6 mm Profil bei 80 km/h

Abb. 2-23: Aquaplaning (Goodyear)

2.1.3 Anteil durch Schräglauf

Die vorausgegangenen Überlegungen zum Radwiderstand gingen davon aus, dass die Bewegungsrichtung des Rades senkrecht zur Drehachse und ferner die Drehachse parallel zur Fahrbahn liegt. Abweichungen von diesen Voraussetzungen ergeben sich durch:

- seitliche Belastung,
- veränderte Achsgeometrie.

a) Seitliche Belastung

Rollt ein Rad unter seitlicher Belastung, in erster Linie bei Kurvenfahrt, aber auch durch Seitenwind oder schräge Fahrbahn hervorgerufen, so stellt sich zwischen Bewegungsrichtung und Radebene ein Winkel, als Schräglaufwinkel bezeichnet, ein (s. Vorlesung "Kfz II"). Die vektorielle Darstellung der Kräfte am Rad in Abb. 2-24 zeigt als Beispiel den Einfluss der Fliehkraft bei Kurvenfahrt. Die Fliehkraft wirkt senkrecht zur Bewegungsrichtung, der Rollwiderstand in Radebene und die Seitenkraft durch den Schräglaufwinkel α senkrecht zur Radebene.

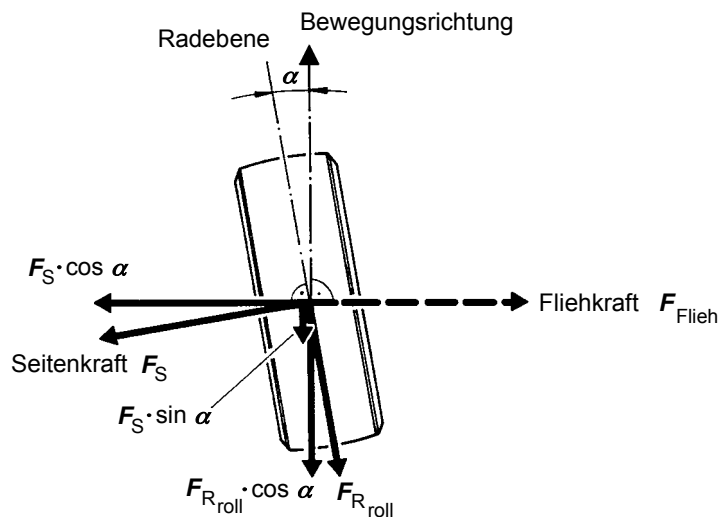


Abb. 2-24: Kraftverhältnisse am Rad unter Schräglaufwiderstand

Die der Bewegungsrichtung entgegenwirkende Widerstandskraft erhält man aus den entsprechenden Komponenten der Seitenkraft F_S und des Rollwiderstands $F_{R_{roll}}$:

$$F_R = F_{R_{roll}} \cdot \cos \alpha + F_S \cdot \sin \alpha \quad \text{Gl. 2-14}$$

Die rechte Seite dieser Gleichung kann so umgeschrieben werden, dass unmittelbar der Widerstandsanteil aus dem Schräglaufwinkel erkannt werden kann:

$$F_R = F_{R_{roll}} - F_{R_{roll}} \cdot (1 - \cos \alpha) + F_S \cdot \sin \alpha \quad \text{Gl. 2-15}$$

Als Radwiderstandsbeiwert infolge Schräglaufwinkel ergibt sich durch Bezug auf die Radlast:

$$f_{R_{schräg}} = \frac{F_S \cdot \sin \alpha - F_{R_{roll}} \cdot (1 - \cos \alpha)}{F_{Z,W}} \quad \text{Gl. 2-16}$$

Mit dem Rollwiderstand für ungestörte Geradeausfahrt folgt:

$$f_{R_{schräg}} = \frac{F_S \cdot \sin \alpha}{F_{Z,W}} - f_{R_{roll}} \cdot (1 - \cos \alpha) \quad \text{Gl. 2-17}$$

Da die Seitenkraft F_S bei kleinen Schräglaufwinkeln mit dem Schräglaufwinkel proportional ansteigt,

$$F_S = C \cdot \alpha \quad \text{Gl. 2-18}$$

kann bei kleinen Winkeln (Kosinus ≈ 1) näherungsweise der Radwiderstandsbeiwert als Konstante, multipliziert mit dem Quadrat des Schräglaufwinkels verstanden werden.

$$f_{R_{schräg}} = C^* \cdot \alpha^2 \quad \text{Gl. 2-19}$$

Abb. 2-25 zeigt diesen Zusammenhang für ausgewertete Messungen. Verglichen mit den Zahlenwerten aus Tabelle 2-1 ergibt sich, dass Radwiderstände aus Schräglauf bereits ab etwa 2° Schräglaufwinkel die gleiche Größenordnung erreichen können wie die Rollwiderstände bei Geradeausfahrt.

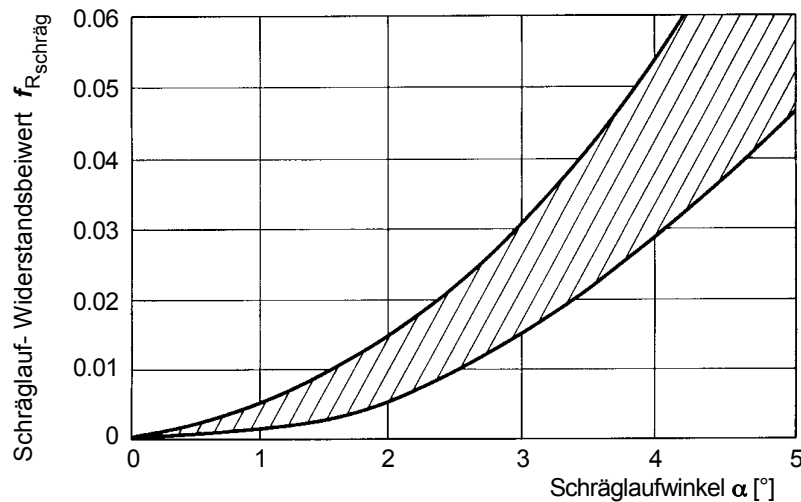


Abb. 2-25: Schräglaufwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel

b) Veränderte Achsgeometrie

Aus Gründen der Fahrverhaltensoptimierung (s. Vorlesung "Kfz II") werden zwischen den Rädern einer Achse oft Vorspur- und/oder Sturzwinkel eingestellt, die den Radwiderstand erhöhen, da sie wie die gerade besprochenen Schräglaufwinkel wirken.

- Vorspur

Der Vorspurwinkel δ bezeichnet den Winkel zwischen den Radmittelebenen einer Achse in der Fahrbahnebene. Er zwingt so jedem Rad auch ohne äußere seitliche Belastung des Fahrzeugs einen Schräglaufwinkel auf. Es entsteht eine Seitenkraftkomponente entgegen der Fahrtrichtung (Abb. 2-26).

Für den Radwiderstand aus der Vorspur ergibt sich analog zum Schräglaufwiderstand:

$$F_{R \text{ vorspur}} = F_S \cdot \sin \frac{\delta}{2} = f_{R \text{ vorspur}} \cdot F_{Z,W} \quad \text{Gl. 2-20}$$

Für den Vorspurwiderstand einer Achse ist dieser Wert zu verdoppeln.

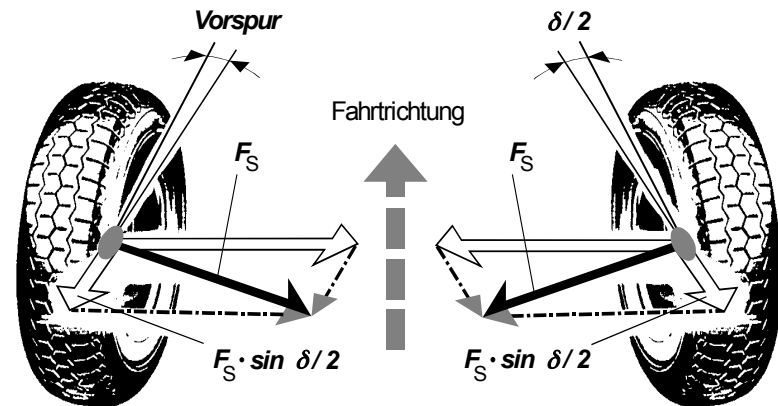


Abb. 2-26: Vorspurwiderstand durch Vorspurwinkel

- Radsturz

Der Winkel zwischen Radmittelebene und Fahrbahn in der vertikalen Achsebene wird Sturzwinkel genannt (Abb. 2-27).

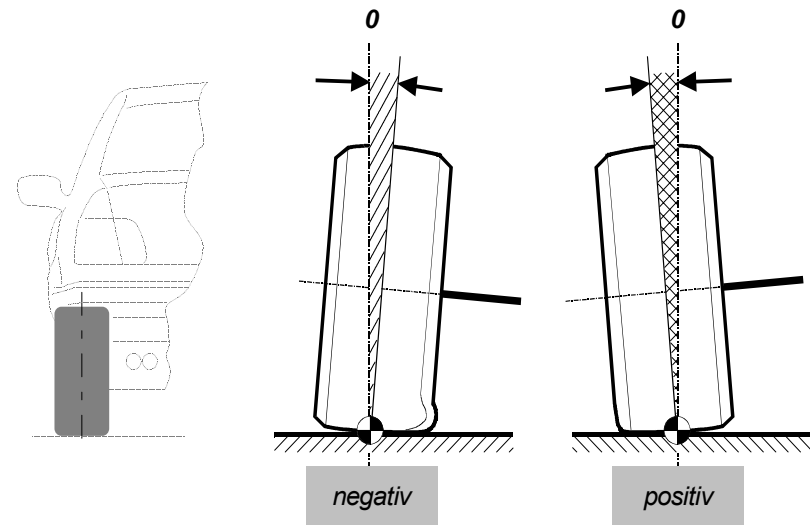


Abb. 2-27: Radsturzwinkel

Der Radsturz bewirkt einen gegenüber dem senkrecht zur Fahrbahn stehenden Reifen veränderten Abrollvorgang. So wird der Laufstreifen ungleichmäßiger belastet und eine Seitenwand wird zusätzlich verformt. Die Radwiderstandskraft nimmt dadurch in geringem Maße zu.

2.1.4 Zusammenfassung der Radwiderstandsanteile

Gemäß den vorausgegangenen Betrachtungen berechnet sich der gesamte Radwiderstand aus der Summe der Teilwiderstände:

$$F_R = F_{Rroll} + F_{Runeben} + F_{Rplast} + F_{Rschw} + F_{Rschräg} + F_{Rvorspur} + F_{Rsturz} \tag{Gl. 2-21}$$

mit $F_{Rroll} = F_{Rwalk} + F_{Rreib} + F_{Rluft}$ Gl. 2-22

Bei Geradeausfahrt auf trockener Straße - Grundlage der meisten Fahrwiderstandsberechnungen - kann der Radwiderstand dem Rollwiderstand gleichgesetzt werden:

$$F_R \approx F_{Rroll} = f_{Rroll} \cdot F_{Z,W} \tag{Gl. 2-23}$$

2.2 Luftwiderstand

Bewegt sich ein Körper in einer Atmosphäre, so wirkt auf ihn eine Widerstandskraft, der Luftwiderstand. Er beeinflusst heute bei nahezu allen automobilen Neuentwicklungen die Karosseriegestaltung. Bevor jedoch die Anteile des Luftwiderstandes vorgestellt werden, soll eine Übersicht über die strömungstechnischen Grundlagen das Kapitel einleiten.

2.2.1 Strömungstechnische Grundlagen

Zunächst soll eine reibungsfreie Strömung betrachtet werden. Die Potentialströmung um einen Zylinder hat in der Querschnittsebene vollständige Symmetrie im Stromlinienfeld, zur Strömungsrichtung und senkrecht dazu. Dies beinhaltet nicht nur einen Staupunkt, sondern zwei. An der Stirnseite, wo nach Bernoulli die gesamte kinetische Energie in potentielle Energie umgesetzt wird (Staudruck) sowie auf der gegenüberliegenden Seite. Hier erfolgt nach der Potentialtheorie eine verlustfreie und symmetrische Rückumsetzung in den Zustand wie vor der Umströmung des Körpers. Dabei summieren sich die auf den Körper ausgeübten aerodynamischen Kräfte als Integralwert der Druckverteilung über der Fläche zu Null. Abriss der Strömung oder Verwirbelung des Strömungsfeldes tritt hiernach nicht auf (Abb. 2-28).

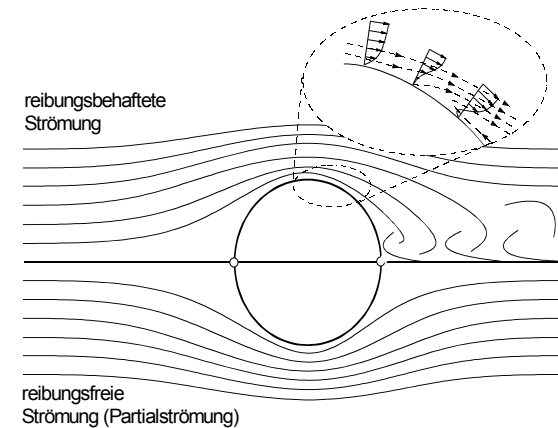


Abb. 2-28: Reibungsfreie / reibungsbehaftete Zylinderumströmung (Quelle: Sorgatz, Fahrzeugaerodynamik)

Dieses in der genannten Idealisierung theoretisch richtige Modell entspricht allerdings nur sehr unvollkommen den in der Wirklichkeit beobachteten physikalischen Vorgängen. Der Druckverlauf für das Strömungsmodell nach der Potentialtheorie veranschaulicht, dass das Kräftegleichgewicht quer zur Strömungsrichtung auf hohem Kraftniveau erfolgt (Abb. 2-29).

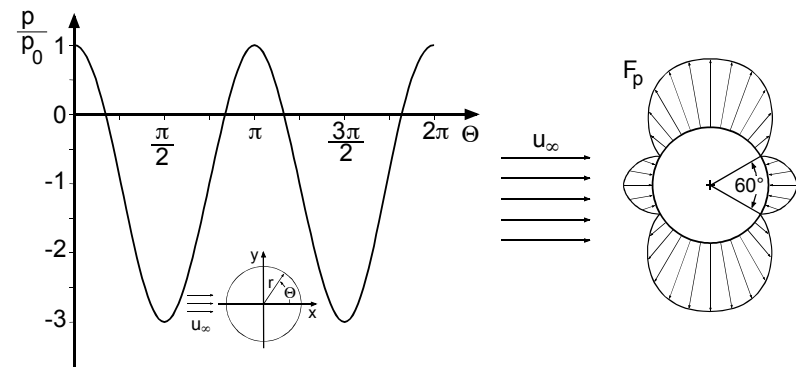


Abb. 2-29: Queranströmung eines Zylinders (Quelle: Sorgatz, Fahrzeugaerodynamik)

In der Realität folgt der Stromlinienverlauf bis hinter den größten Querschnitt recht gut diesem Modell. Dabei wird das strömende Medium - oberhalb und unterhalb des

Staupunktes - zunächst beschleunigt, wobei nach dem Gesetz der Erhaltung der Energie (Bernoulli-Gleichung) bei zunehmender Strömungsgeschwindigkeit der örtliche Druck abnimmt. An einem beliebigen Punkt i längs der Stromlinie gilt dann:

$$\frac{\rho}{2} \cdot v_i^2 + p_i = \frac{\rho}{2} \cdot v_\infty^2 \tag{Gl. 2-24}$$

Der Betrag von $\frac{\rho}{2} \cdot v_\infty^2$ wird auch als Staudruck bezeichnet.

Zur Beschreibung realer Strömungen muss die Reibung berücksichtigt werden. Wegen der Viskosität des strömenden Mediums haftet dieses an der Wandung des Körpers auf der Fläche der direkten Benetzung. In der Kontaktzone ist also beim ruhenden Körper die Geschwindigkeit des Mediums ebenfalls gleich Null. In einem Spalt der Erstreckung y zwischen zwei benetzten Oberflächen, die die Relativbewegung v zueinander haben, bildet sich eine lineare Geschwindigkeitsverteilung heraus (Abb. 2-30).

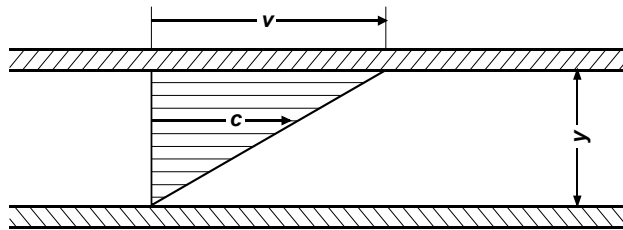


Abb. 2-30: Zähflüssige Strömung zwischen zwei bewegten Platten

Nach dem Newton'schen Reibungsgesetz gilt für die Schubspannung:

$$\tau = -\eta_{\text{dyn}} \cdot \frac{dv}{dy} \tag{Gl. 2-25}$$

mit τ = Schubspannung

η_{dyn} = dynamische Viskosität

Bei der freien Strömung im Halbraum über einer Oberfläche nähert sich die Strömungsgeschwindigkeit in einigem Abstand asymptotisch dem Wert aus der Bernoulli-Gleichung. Diese Zone wird Grenzschicht genannt, deren Dicke im Bereich beschleunigter Strömung klein ist, die aber bei konstanten oder erst recht bei verzögerten Strömungen ständig wächst.

Wegen der asymptotischen Annäherung an den Bernoulli-Zustand definiert man z.B. für die Festlegung der Grenzschichtdicke eine 99%-Annäherung als Grenzwert. Außerhalb der Grenzschicht beträgt die Anströmgeschwindigkeit wieder v_∞ . In Abb. 2-31 ist die Grenzschichtströmung an einer längsangeströmten Platte vereinfacht dargestellt.

Zunächst verläuft die Strömung stationär in zur Platte parallelen Schichten in einem laminaren Strömungszustand. Die Grenzschichtdicke δ steigt entsprechend folgender Beziehung an:

$$\delta \approx \sqrt{\nu / v_\infty} \cdot \sqrt{x} \tag{Gl. 2-26}$$

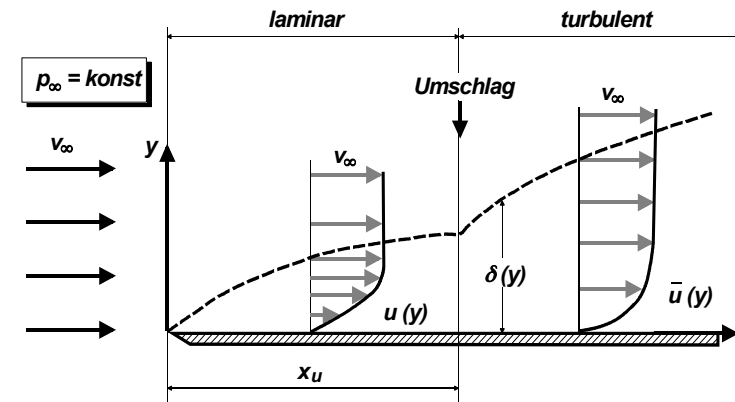


Abb. 2-31: Grenzschichtausbildung an einer längsangeströmten Platte

Die laminare Grenzschichtströmung bleibt nur bis zu einer gewissen Länge x_u stabil, danach wird die Grenzschicht turbulent und ihr mittleres Geschwindigkeitsprofil steigt durch stärkeren Impulsaustausch im Wandbereich deutlich an. Die Lage des Umschlagpunktes wird durch die mit der Lauflänge gebildeten Reynoldszahl bestimmt. Die Reynoldszahl ist definiert als:

$$Re = \frac{v_\infty \cdot l}{\nu} \tag{Gl. 2-27}$$

mit: v_∞ = Anströmgeschwindigkeit
 ν = kinematische Viskosität¹

¹ Die kinematische Viskosität hängt über die Dichte ρ des Mediums mit der dynamischen Viskosität η zusammen: $\nu \cdot \rho = \eta$

Die kinematische Viskosität beträgt z.B. $0,15 \text{ cm}^2/\text{s}$ für Luft, $0,01 \text{ cm}^2/\text{s}$ für Wasser und $3,8 \text{ cm}^2/\text{s}$ für Maschinenöl jeweils bei einer Temperatur von 20° . Die Reynoldszahl ist von großer Bedeutung für strömungstechnische Modellversuche. Zwei Strömungen sind ähnlich, wenn die Reynoldszahlen übereinstimmen. Das bedeutet, dass die Verhältnisse von Druckkräften, Reibungskräften und Trägheitskräften an ähnlich liegenden Stellen übereinstimmen (Abb. 2-32).

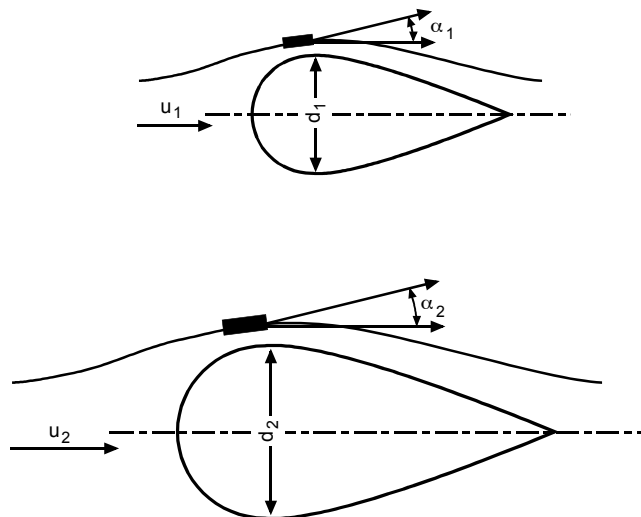


Abb. 2-32: Strömung an zwei geometrisch ähnlich Körpern

Mit der dimensionslosen Reynoldszahl lassen sich Strömungsverhältnisse allgemein charakterisieren. Der Umschlag an einer längsangeströmten Platte mit über der Lauflänge konstant bleibendem Druck erfolgt beispielsweise bei $Re = 5 \cdot 10^5$ (Abb. 2-31). Steigender Druck und höhere Wandrauigkeit verkürzen den Bereich laminarer Strömung, während Druckabfall den Umschlagpunkt zu größeren Lauflängen hin verschiebt. An einer Fahrzeugoberfläche beträgt die Länge der laminaren Grenzschicht etwa 20-30 cm.

Innerhalb der turbulenten Grenzschicht ist die Strömung grundsätzlich instationär. Die Strömungsgeschwindigkeit schwankt sowohl dem Betrag als auch der Richtung nach, lediglich eine zeitlich gemittelte Geschwindigkeit u verläuft ausschließlich parallel zur Wand. Die zusätzlichen turbulenten Wechselwirkungen erzeugen neben einem völligeren Geschwindigkeitsprofil höhere Schubspannungen und ein schnelleres Anwachsen der Grenzschichtdicke über der Lauflänge.

Es gilt:

$$\delta \approx \sqrt[5]{\nu / v_\infty} \cdot \sqrt[5]{x^4} \quad \text{Gl. 2-28}$$

Der Druckanstieg in Strömungsrichtung verzögert die Strömung vor allem in unmittelbarer Wandnähe. Dies kann zum Rückströmen von wandnahen Fluidteilchen führen. Nachfolgende Teilchen müssen sich entsprechend Abb. 2-33 von der Wand lösen, um den zurückströmenden auszuweichen.

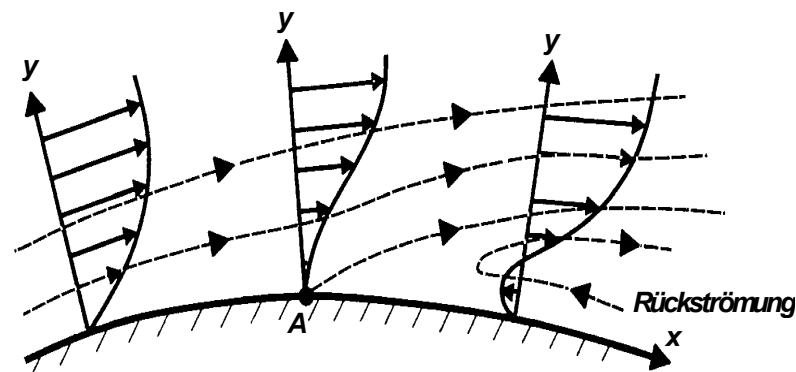


Abb. 2-33: Ablösung der Grenzschichtströmung an einer Wand

Die Drehungen in der Grenzschicht lösen Verwirbelungen aus, deren Beginn und Ausbildung von zufälligen Störungen an der Oberfläche des Körpers ausgelöst sein können oder aus Impulsen in der Strömung selbst stammen. Ablöseerscheinungen stochastischer Art, örtliche Rückströmungen bis zur Ausbildung regelmäßiger Wirbelstraßen oder zyklische Schwingungen der Wirbelschlepe können die Folge sein. Die vier Phasenbilder eines quer angeströmten Rechteckzylinders bei niedrigen Reynoldszahlen zeigen anschaulich die Wechselbeziehung zwischen Grenzschicht und dem in der Schlepe sich ausbildenden Totwassergebiet mit dem Nachlaufwirbel, der zyklisch seine Drehrichtung wechselt (Abb. 3-34). Für Kreiszylinder bilden sich beispielsweise für $Re > 1000$ regelrechte Wirbelstraßen.

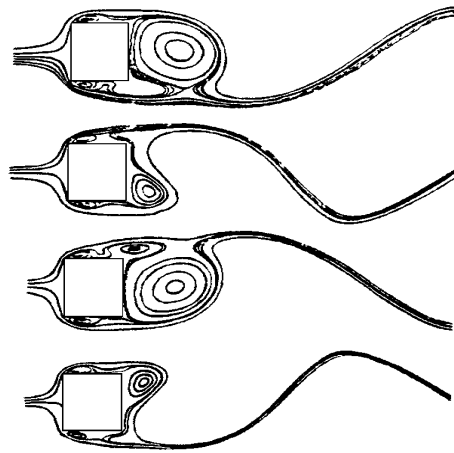


Abb. 3-34: Queranströmung eines Rechteckzylinders

Für $Re > 100.000$ bis 500.000 wird die Grenzschicht für den Kreiszyylinder voll turbulent, die Strömung liegt weiter am Umfang an, der Nachlauf schnürt sich auf einen engeren Querschnitt ein und der dimensionslose Beiwert für den Luftwiderstand c_w nimmt ab (Abb. 3-35). Mit dem Auto durchfährt man den gesamten Bereich von $Re=0$ bis über $10.000.000$.

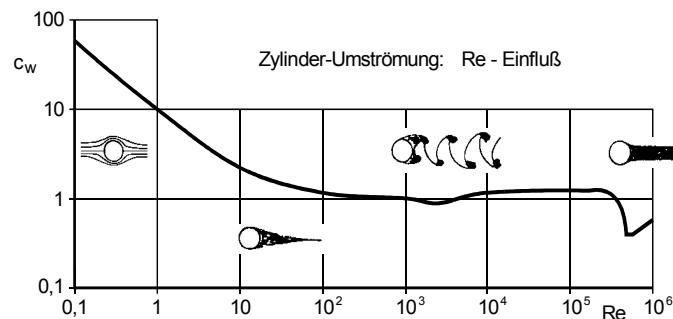


Abb. 2-35: Re-Einfluß bei Zylinder-Umströmung
(Quelle: Sorgatz, Fahrzeugaerodynamik)

Kommt es bei der reibungsbehafteten realen Körperumströmung zur Strömungsablösung, so weicht die Druckverteilung im dabei entstehenden Ablösegebiet ("Totwasser") an der strömungsabgewandten Seite zum Teil erheblich von der idealen ab (Abb. 2-29). In diesem Bereich tritt ein Unterdruck auf, der eine Widerstandskraft in Strömungsrichtung auf den Körper, den Druckwiderstand, hervorruft (z.B. am Fahrzeugheck).

Auch die bereits beschriebenen Schubspannungen in strömenden Medien verursachen auf die Oberfläche wirkende Reibungskräfte, deren in Strömungsrichtung liegenden Komponenten aufsummiert den Reibungswiderstand bilden. Treten keine Strömungsablösungen auf, so wird der Luftwiderstand des umströmten Körpers im wesentlichen durch Reibung verursacht, ansonsten wirkt sich der Reibungswiderstand vor allem bei lang anliegenden Strömungen aus (z.B. Eisenbahnzüge, aerodynamisch optimierte Lkw mit Anhängern).

In der Praxis werden diese Widerstände durch die Einführung des dimensionslosen Beiwertes c_w zusammengefasst. Der Luftwiderstand eines Fahrzeugs wird beschrieben durch:

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_\infty^2 \tag{Gl. 2-29}$$

mit A = Querspanfläche ²
 ρ_L = Dichte des Fluids

Die Anströmgeschwindigkeit v_∞ ist, auf das fahrende Kraftfahrzeug übertragen, die geometrische Summe aus der Windgeschwindigkeit v_w und der entgegen der Fahrtrichtung wirkenden Geschwindigkeit v_{Fzg} .

Nicht vergessen werden darf auch der Einfluss der veränderlichen Luftdichte auf den Luftwiderstand. Nach der idealen Gasgleichung errechnet sich die Luftdichte zu:

$$\rho_L = \frac{p}{R_L \cdot T} \tag{Gl. 2-30}$$

mit: p = Luftdruck
 R_L = Gaskonstante von Luft (etwa 287 KJ/Kg K)
 T = Temperatur

² frontale Projektionsfläche des Fahrzeuges

Damit ergeben sich realistische Schwankungen zwischen $1,15 \text{ kg/m}^3$ und $1,32 \text{ kg/m}^3$ in bewohnten Klimazonen mit Temperaturen zwischen -15° und $+35^\circ$ und Luftdrücken zwischen 980 und 1020 mbar.

Aufgrund der durch das Nutzungsziel weitgehend festgelegten Fahrzeughauptabmessungen ist in erster Linie über den c_w -Wert eine Luftwiderstandsverringerung möglich. An Versuchsfahrzeugen erzielte Widerstandsbeiwerte von $c_w \approx 0,15$ bedeuten im Vergleich zu heutigen Serien-Pkw ($c_w \approx 0,26-0,45$) und -Nkw ($c_w \approx 0,6-0,8$) für die Zukunft ein hohes Entwicklungspotential.

Für eine aerodynamische Karosseriegestaltung ist trotz durch den Computereinsatz nutzbar gewordener Berechnungsverfahren weiterhin die experimentelle Untersuchung im Windkanal unumgänglich.

Man unterscheidet nach Art der Luftführung zwei Bauformen von Windkanälen, die Eiffel- und die Göttinger-Bauweise (Abb. 2-36, 2-37). Ein Windkanal in Eiffel-Bauart (Abb. 2-36) ist sowohl zur Saugseite wie zur Abblasseite offen, während ein Windkanal der Göttinger-Bauart (Abb. 2-37) über einen geschlossenen Luftkreislauf verfügt.

Ein Windkanal in geschlossener Ausführung ist witterungsunabhängig und dadurch für den Ausbau zum Klimakanal geeignet. Die Erwärmung der Luft bei geschlossener Rückführung erfordert zum Schutz der vorwiegend aus nicht hitzebeständigen Materialien geformten Modelle eine Kühlvorrichtung. Der dabei anfallende Druckverlust und die notwendige Kühlleistung mindern den Vorteil der bauartbedingten niedrigen Antriebsleistung.

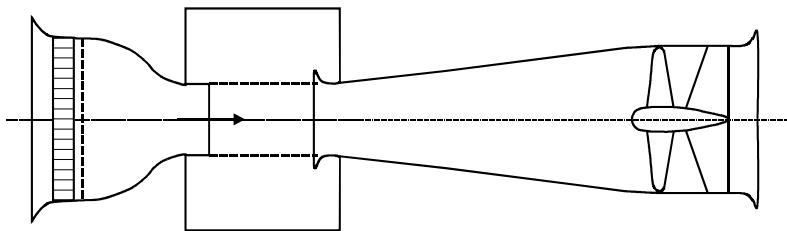


Abb. 2-36: Windkanal in offener Bauweise (Bauart Eiffel)

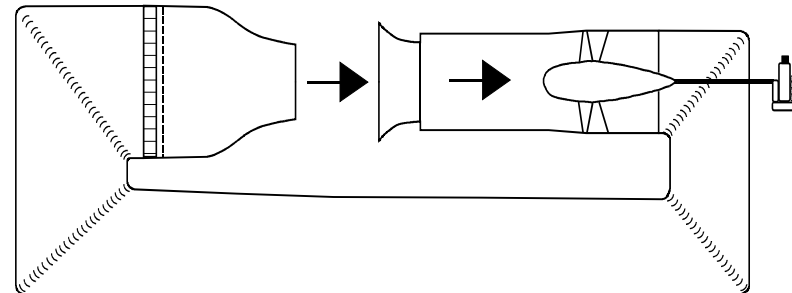


Abb. 2-37: Windkanal in geschlossener Bauweise (Göttinger Bauart)

Der große Vorteil des Eiffelkanals liegt in seiner kostengünstigen Bauweise ohne Rückführkanal und Kühlung. Der Einfluss von Wind und Umgebungstemperatur auf die Strömungsbedingungen innerhalb der Messstrecke machen ihn aber für Europa nur bedingt einsetzbar. Weitere Nachteile sind hohe Lärmbelastigung der Umgebung und die Verunreinigungen in der angesaugten Luft. Ein zusätzlicher Einbau von Filtersystemen erfordert eine erhöhte Gebläseleistung.

Messstrecke, Düse und Gebläse sind die für die Leistungsfähigkeit eines Windkanals entscheidenden Bauelemente.

Die Größe der Messstrecke, durch das Verhältnis von Fahrzeugstirnfläche zu Strahlquerschnittsfläche (Versperrungsverhältnis) charakterisiert, bestimmt weitgehend die Auslegung des gesamten Windkanals. Um der freien Umströmung möglichst nahe zu kommen, soll ein Versperrungsverhältnis von 0,07 nicht überschritten werden. Der Kostenaufwand für entsprechende Strahlquerschnitte ist im Automobilbau in der Regel zu hoch. Durch Anpassung der Messstrecke an die Strömungsbedingungen am Fahrzeug wird versucht, die Windkanalgröße zu minimieren. Nach Art der Berandung werden vier Messstreckenarten unterschieden (Abb. 2-38).

Eine geschlossene Messstrecke bietet den Vorteil einer großen Nutzungslänge. Druckabfall infolge des Reibungswiderstandes an den Wänden kann durch leichte Querschnittsverkleinerung in Strömungsrichtung kompensiert werden. Die einfache Form der Berandung macht jedoch größere Messwertkorrekturen notwendig. Dies führte zur Entwicklung der "streamlined walls"-Bauweise, bei der die Linienführung der Berandung der Strömungsfeldform von Fahrzeugen angeglichen ist, die für Pkw nur in sehr geringem Maße variiert.

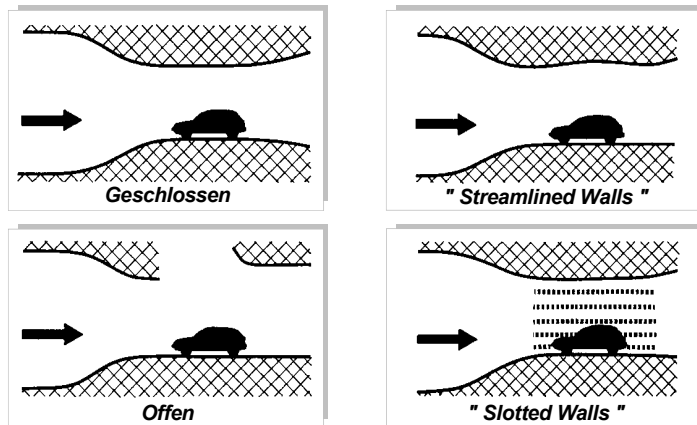


Abb. 2-38: Unterscheidung der Messstrecken nach Art der Berandung

Der große Vorzug einer offenen Messstrecke ist der in Strömungsrichtung annähernd konstant bleibende Druck. Eine niedrige Messwertverfälschung durch Versperrung und gute Zugänglichkeit sind weitere Vorteile. Nachteilig wirken sich geringere nutzbare Länge, höherer Verlustbeiwert, ungehinderte Schallabstrahlung, notwendige Klimatisierung der die Messstrecke umgebenden Halle bei Nutzung als Klimakanal sowie der wegen der Strahlerweiterung erforderliche große Auffangtrichter aus. Die Messstrecke mit geschlitzten Wänden ("slotted walls") schließlich kommt der Forderung nach möglichst ungehinderter Umströmung bei kleinen Hauptabmessungen am nächsten, lediglich die Auslegung der Schlitze erweist sich als problematisch.

Wichtige Einflussfaktoren auf die Gleichmäßigkeit der Strömung sind das Kontraktionsverhältnis und die Kontur der Düse. Ein großes Kontraktionsverhältnis (Quotient aus Düsenein- und Düsenaustrittsquerschnitt) bedeutet eine gleichförmige Geschwindigkeitsverteilung im Austrittsstrahl bei niedriger Gebläseleistung, erfordert jedoch einen hohen Bauaufwand für die entsprechend große Düse. Die Düsenkontur muss so ausgelegt sein, dass sich die Strömung innerhalb der Düse nicht ablöst und keine unnötigen Turbulenzen im Austritt entstehen.

Die Regelung der Strömungsgeschwindigkeit wurde in der Vergangenheit weitgehend über Rotorblattverstellungen des Gebläses vorgenommen. Rasche Geschwindigkeitswechsel und einfache Gebläseantriebe sind dadurch möglich. Gravierende Nachteile sind Stömpfindlichkeit, schwere Rotorausführung mit entsprechend großen Lagern sowie starke Lärmentwicklung in allen Betriebszuständen.

Bei neueren Windkanälen hat sich als Steuerungsmöglichkeit die elektronische Drehzahlregulierung durchgesetzt. Der Gebläserotor kann hierbei in Leichtbauweise ausgeführt werden.

Entsprechend den Freiheitsgraden in einem dreidimensionalen Raum wirken auf das Fahrzeug 3 Kräfte (Luftwiderstands-, Seiten- und Auftriebskraft) und 3 Momente (Nick-, Roll- und Giermoment) (Abb. 2-39), die normalerweise durch Messung der drei Kraftkoordinaten an jedem Fahrzeugrad ermittelt werden. Zu den aerodynamischen Kräften und Momenten gelangt man durch geometrische Addition der Kräfte im Rechner des Windkanals. Darauf soll hier nicht weiter eingegangen werden. Aus den gemessenen Kräften werden durch Verknüpfung mit den übrigen Konstanten (Gl. 2-29) die aerodynamischen Beiwerte, z.B. der c_w -Wert, berechnet. Dabei sollte die Fahrzeugumströmung nicht verändert und eine nahezu weg- und reibungsfreie Messung ermöglicht werden. Letzteres wird durch Verwendung von Messdosen (DMS-Aufnehmer, Druckmessdosen) und hydrostatischen oder pneumatischen Lagern erreicht

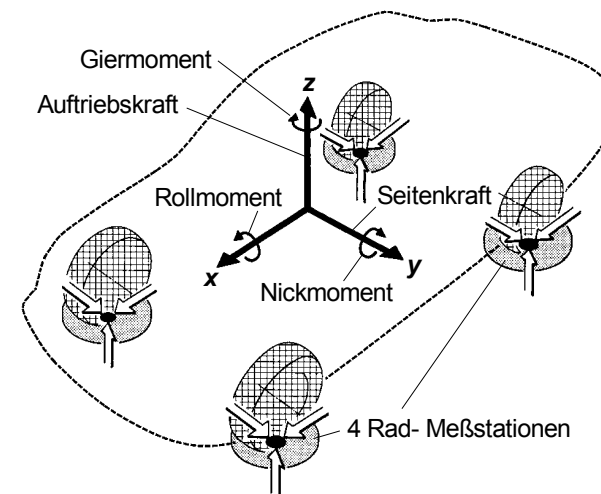


Abb. 2-39: Kräfte und Momente bei aerodynamischen Messungen

Moderne Windkanäle dienen nicht nur zur Bestimmung von Luftwiderständen und Beiwerten, sondern auch zur akustischen Untersuchung von Fahrzeugen. Das

zunehmende Bedürfnis nach Geräuschkomfort im Pkw macht dahingehende Optimierungen und Untersuchungen erforderlich. Das Problem solcher Untersuchungen besteht darin, den Geräuschpegel in sogenannten Aeroakustik-Windkanälen soweit abzusenken, dass die eigentliche Geräuschmessung am Fahrzeug nicht durch das Betriebsgeräusch des Kanals zu stark verfälscht wird. Es werden Eigengeräusche bis hinab zu 60dB erreicht. Abb. 2-40 zeigt den Windkanal der BMW AG München.

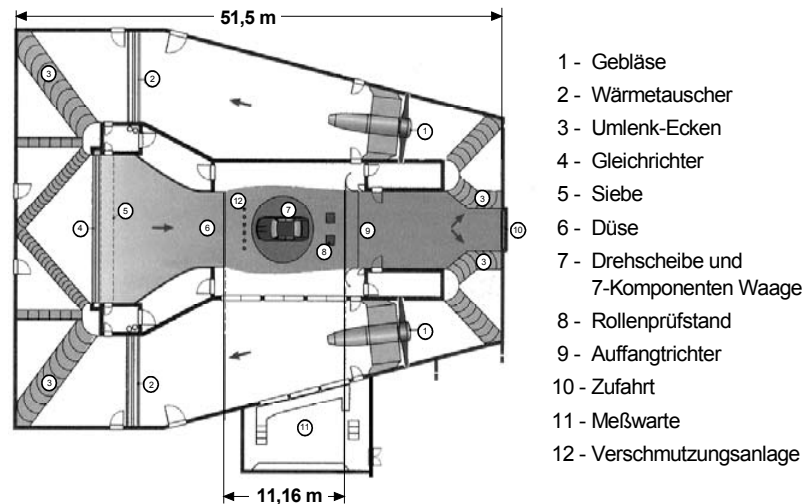


Abb. 2-40: Aerodynamik-Windkanal der BMW AG

2.2.2 Luftwiderstandsanteile

Neben den bereits theoretisch diskutierten Widerstandsformen

- Druckwiderstand und
- Reibungswiderstand

kommen beim Kraftfahrzeug noch der

- induzierte Widerstand und der
- innere Widerstand hinzu,

wenn der Gesamtwiderstand gebildet wird.

- Druckwiderstand und induzierter Widerstand

Neben kleineren Gebieten abgelöster Strömungen bestimmt in hohem Maße die Größe der Heckabrisszone den Druckwiderstand. So werden, wie in Abb. 2-41 dargestellt, bei gleich großer Fahrzeugstirnfläche A durch die unterschiedliche Strömungsführung der verschiedenen Karosserien stark voneinander abweichende Heckabrissquerschnitte A_a erzielt.

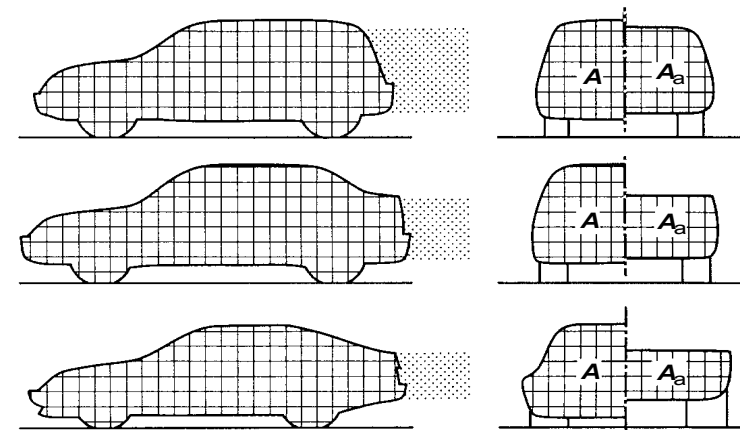


Abb. 2-41: Luftabrissquerschnitte bei verschiedenen Karosserien

Prinzipiell strebt man kleine Abrissflächen und damit kleine Unterdruckzonen am Fahrzeug an. Durch eine gezielte Beeinflussung der Heckabrissverwirbelung kann ebenfalls ein geringerer Unterdruck und somit ein kleinerer Druckwiderstand erreicht werden. Eine "Absaugung" der Grenzschicht im Heckbereich kann hier ebenfalls deutliche Widerstandsverminderungen einbringen.

Einen Teil des Druckwiderstands am Fahrzeug bildet der induzierte Widerstand. Luftdruckunterschiede zwischen Fahrzeugober- und -unterseite erzeugen Querströmungen (Abb. 2-42), die zusammen mit der Dachströmung zwei große Längswirbel entstehen lassen (Abb. 2-43).

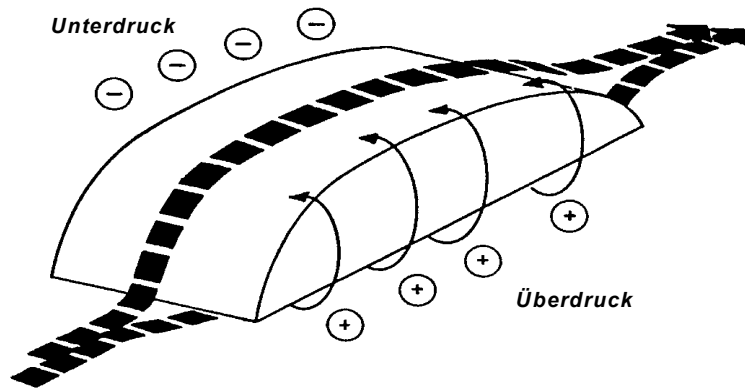


Abb. 2-42: Induzierte Luftströmung an der Fahrzeugkarosserie

Solche Wirbel induzieren in ihrer unmittelbaren Umgebung niedrige Drücke. Das "Totwassergebiet" am Heck wird aufgeweitet und dadurch kommt es zu einer Druckwiderstandserhöhung.

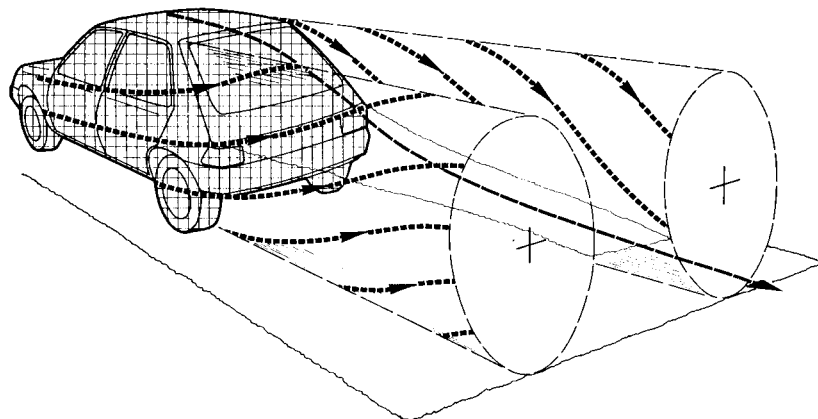


Abb. 2-43: Durch induzierte Strömung bewirkte Längswirbel

- Reibungswiderstand

Der Oberflächenwiderstand von Fahrzeugen, in der Theorie als Reibungswiderstand bezeichnet, wirkt sich hauptsächlich bei langen Fahrzeugen, z.B. Bussen, aus. Abb. 2-44 zeigt die Widerstandsaufsummierung einer aerodynamisch günstig gestalteten Omnibuskarosserie mit geringem Druckwiderstand an der Fahrzeugfront, relativ hohem Widerstand am Heck und dem mit der Fahrzeuglänge stetig zunehmenden Rumpfwiderstand, der sich im wesentlichen aus Reibungswiderständen zusammensetzt.

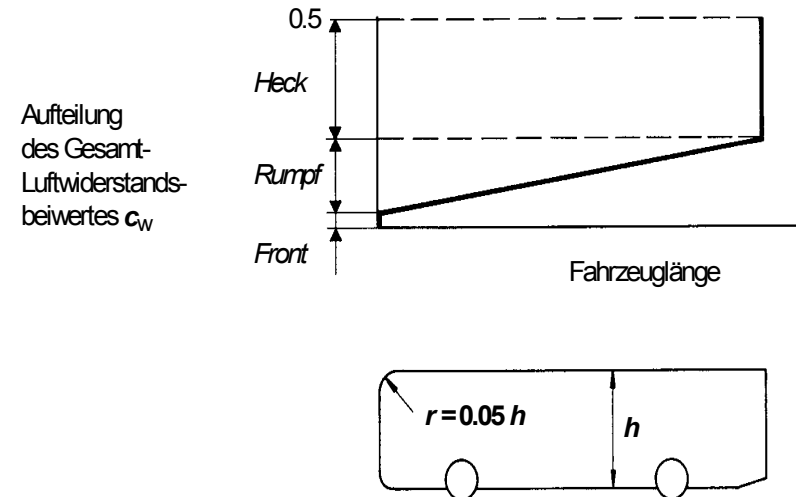


Abb. 2-44: Luftwiderstandsanteile einer optimierten Omnibuskarosserie (MAN)

- Innerer Widerstand

Das fahrende Kraftfahrzeug wird von der Luft nicht nur umströmt, sondern zur Aggregatekühlung und Innenraumbelüftung auch durchströmt. Bei der Durchströmung von Kühler, Motorraum, Radhäusern und Fahrgastraum (Abb. 2-45) ergeben sich Impulsverluste sowohl durch Reibung, als auch durch Verwirbelungen und Ablöseerscheinungen im Fahrzeuginnern. Der daraus resultierende innere Widerstand macht mit etwa 3-11% nur einen geringen Teil des Luftwiderstandes aus.

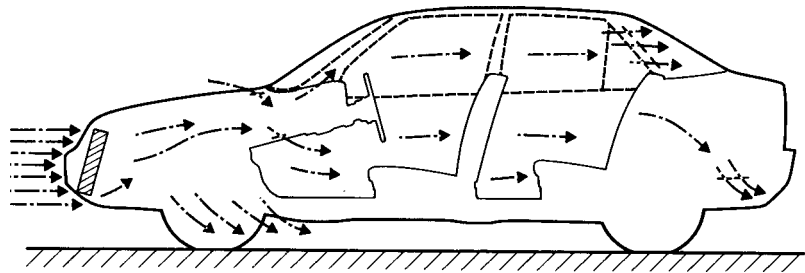


Abb. 2-45: Strömungen in einem Kraftfahrzeug

- Schräge Anströmung

Wird ein Fahrzeug schräg angeströmt, so ändert sich der Luftwiderstandsbeiwert deutlich. In Abb. 2-46 ist der Einfluss des Anströmwinkels auf den c_w -Wert für verschiedene Pkw-Arten dargestellt.

Abb. 2-47 zeigt die entsprechende Abhängigkeit für einen Nkw mit 3,6 m hohem Planenaufbau („Hamburger Verdeck“).

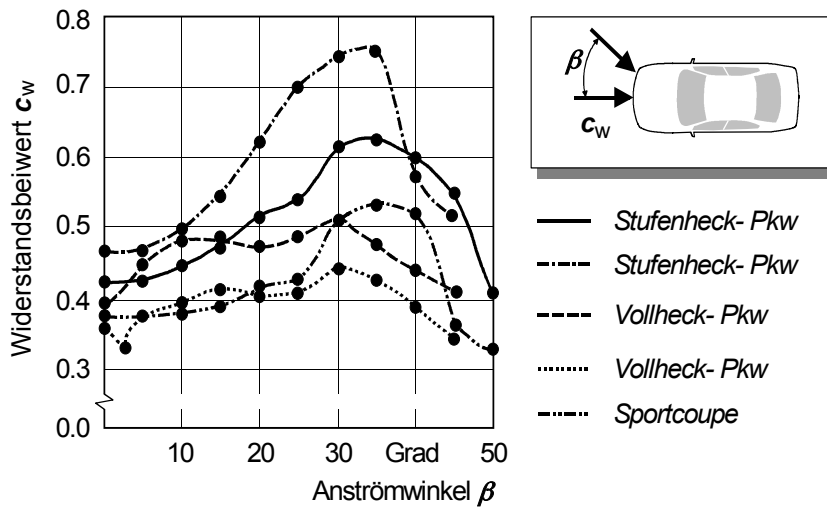


Abb. 2-46: Luftwiderstand bei Schräganströmung für verschiedene Pkw

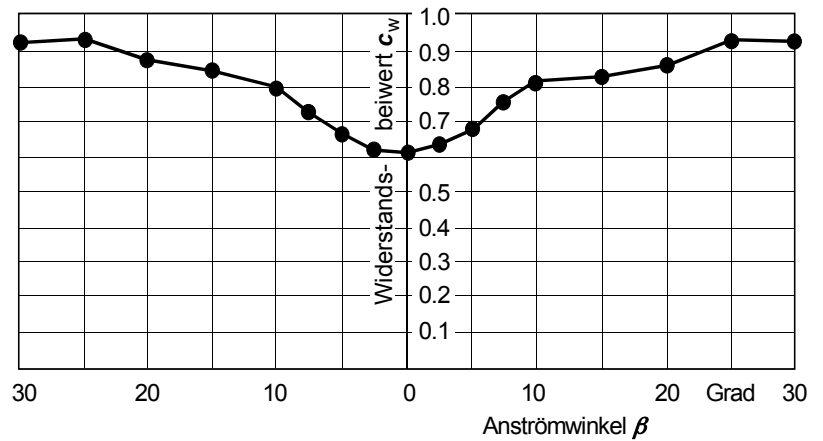


Abb. 2-47: Luftwiderstand eines schräggeströmten Nkw mit Planenaufbau

Sowohl für Pkw als auch für Nkw ergeben sich demzufolge bei Anströmung unter Seitenwindeinwirkung beträchtliche Zunahmen des Widerstandsbeiwertes, wobei die Maxima bei Anströmwinkeln von $\beta \approx 25^\circ - 35^\circ$ erreicht werden. Im realen Fahrbetrieb sind Anströmwinkel von über 15° jedoch selten.

Abschließend sind die c_w -Werte einiger Serienfahrzeuge in der Tabelle 2-3 zusammengestellt. Bild 2-48 gibt die Entwicklung der c_w -Werte in den letzten Jahren wieder.

Fahrzeug	c_w -Wert	Stirnfläche	$c_w \cdot A$
Citroen 2CV	0,51	1,65	0,85
VW Käfer	0,48	1,80	0,87
VW-Polo	0,32	1,90	0,61
VW-Golf III	0,30	1,99	0,60
Ford Mondeo	0,32	2,00	0,64
BMW-5er (E39)	0,27	2,17	0,59
MB-S-Klasse	0,31	2,38	0,74
Opel Calibra	0,26	1,90	0,49

Tabelle 2-3: c_w -Werte verschiedener Fahrzeugtypen

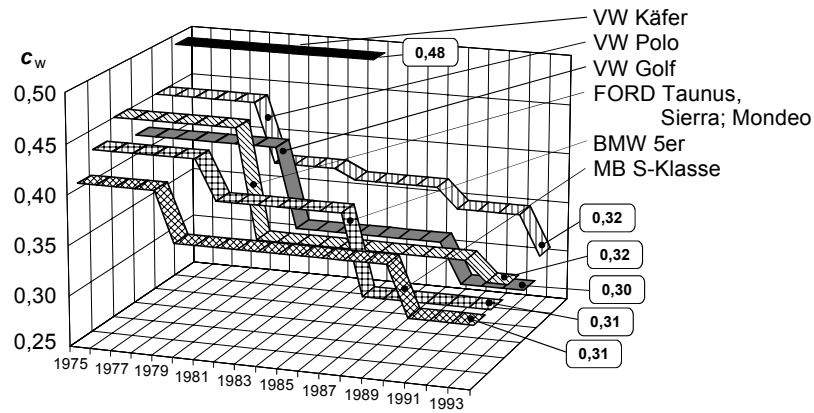


Abb. 2-48: Historische Entwicklung von c_w -Werten

2.3 Steigungs- und Gefällewiderstand

Die Straßensteigung p ist definiert als Quotient aus vertikaler und horizontaler Fahrbahnprojektion, dies entspricht dem Tangens des Steigungswinkels α_{st} . Im Straßenverkehr ist eine Angabe des Steigungswinkels in Prozent üblich.

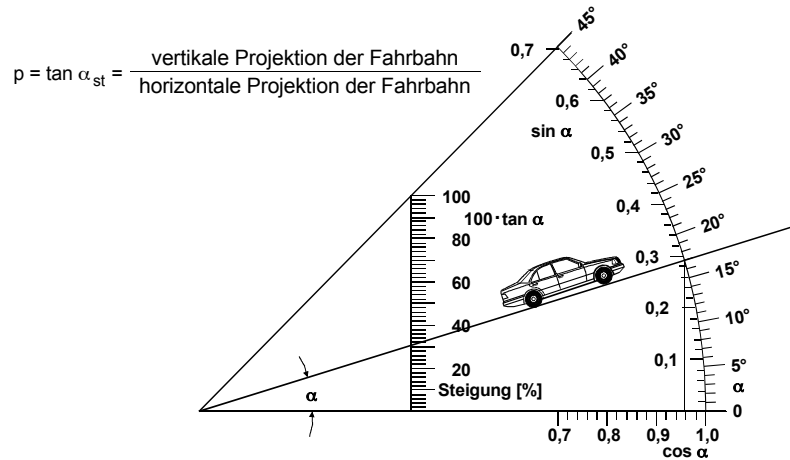


Abb. 2-49: Definition von Straßensteigungen

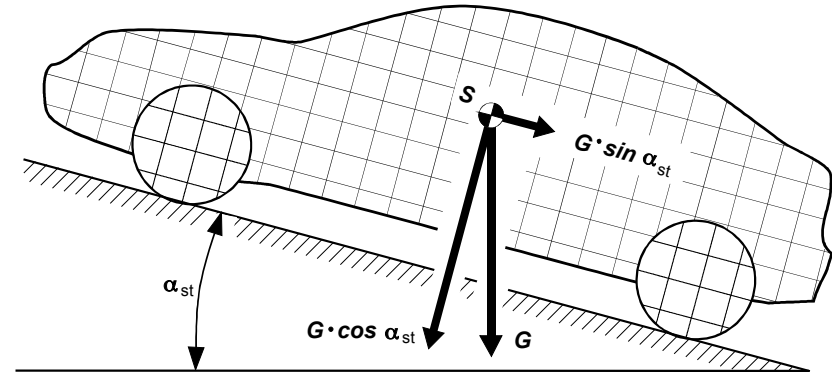


Abb. 2-50: Kräfte am Fahrzeug auf Steigungen

An einer Steigung zerlegt sich die auf das Fahrzeug wirkende Gewichtskraft im Schwerpunkt gemäß Abb. 2-50. Die Fahrbahnnormalkraft verringert sich an Steigungen auf:

$$F_z = G \cdot \cos \alpha_{st} \tag{Gl. 2-31}$$

während zusätzlich eine Komponente parallel zur Fahrbahn entsteht, die bergab wirkende Hangabtriebskraft der Größe

$$G \cdot \sin \alpha_{st} \tag{Gl. 2-32}$$

So ergibt sich für ein Fahrzeug an einer Steigung die zu überwindende Kraft als Steigungswiderstand F_{st} zu

$$F_{st} = G \cdot \sin \alpha_{st} \tag{Gl. 2-33}$$

mit: $\alpha_{st} = \arctan p$

Welche maximalen Steigungen in Deutschland üblich sind, ist Tabelle 2-4 zu entnehmen.

Straßenart	Entwurfsgeschwindigkeit in km/h	zulässige Steigung in %
1. Straßen außerhalb bebauter Bereiche		
Kreisstraßen	40	10,0
Landstraßen	60	6,5
Bundesstraßen	80	5,0
	100	4,5
Bundesautobahnen	100	4,5
	120	4,0
	140	4,0
2. Stadtstraßen		
mehrspurige Sammelstraßen		5 - 6
Anliegerstraßen		10
Wohnwege		10
3. Alpenstraßen		
		30

Tabelle 2-4: Zulässige Steigungen (Quelle: RAS-L-1)

2.4 Beschleunigungswiderstand

Zusätzlich zu den sich bei stationärer Fahrt ergebenden Fahrwiderständen -Rad-, Luft- und gegebenenfalls Steigungswiderstand- entstehen bei instationärer Fahrt ($v \neq \text{konst}$) infolge auftretender Beschleunigungen und Verzögerungen Trägheitskräfte, die im Falle der Beschleunigung vom Antrieb des Fahrzeugs überwunden werden müssen. Diese Trägheitskräfte setzen sich zusammen aus einem:

- translatorischen Anteil, der durch die instationäre Bewegung der Fahrzeugmasse erzeugt wird, und einem
- rotatorischen Anteil, der aus der Beschleunigung bzw. Verzögerung drehender Teile des Fahrzeugantriebs resultiert.

2.4.1 Translatorischer Anteil

Die sich bei einer translatorischen Beschleunigung ergebende Kraft erhält man mit dem Ansatz für Trägheitskräfte nach d'Alembert.

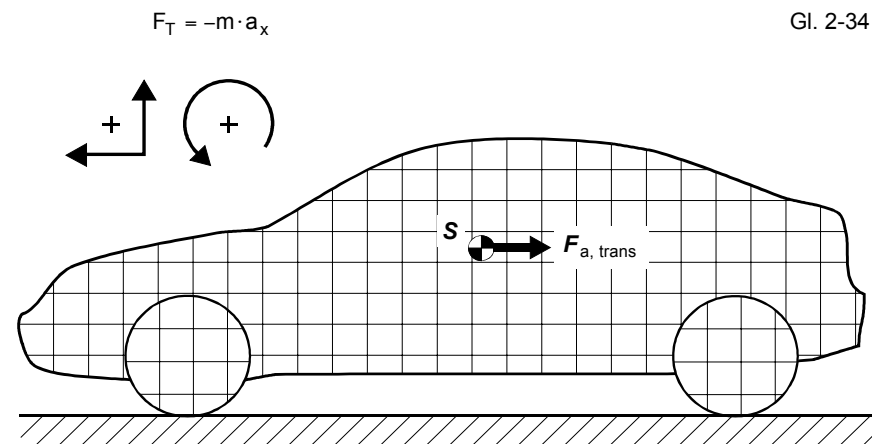


Abb. 2-51: Am Fahrzeug wirkende translatorische Trägheitskraft

Mit der Trägheitskraft ergibt sich die translatorische Widerstandskraft $F_{a,trans}$ zu:

$$F_{a,trans} = -F_T = m \cdot a_x \quad \text{Gl. 2-35}$$

mit: $m = m_F + m_{Zu}$ Gl.2-36

m_F = Fahrzeugmasse

m_{Zu} = Zuladung

a_x = Beschleunigung des Fahrzeugs

2.4.2 Rotatorischer Anteil

Da bei der translatorischen Beschleunigung die sich mitdrehenden Teile des Fahrzeugs rotatorisch beschleunigt werden, ist zusätzlich eine rotatorische Widerstandskraft zu überwinden. Zur Bestimmung dieser Kraft werden die Massenträgheitsmomente der sich drehenden Teile auf die Antriebsachse reduziert.

Es gilt analog zur translatorischen Berechnung:

$$M_T = -\Theta_{red} \cdot \ddot{\varphi} \quad \text{Gl. 2-37}$$

Daraus ergibt sich die rotatorische Widerstandskraft zu:

$$F_{a,rot} = \frac{-M_T}{r_{dyn}} = \frac{+\Theta_{red} \cdot \ddot{\varphi}}{r_{dyn}} \quad \text{Gl. 2-38}$$

mit: Θ_{red} = Trägheitsmoment aller rotierenden Teile auf die Antriebswelle reduziert
 $\ddot{\varphi}$ = Winkelbeschleunigung des Antriebsrads
 r_{dyn} = dynamischer Radhalbmesser

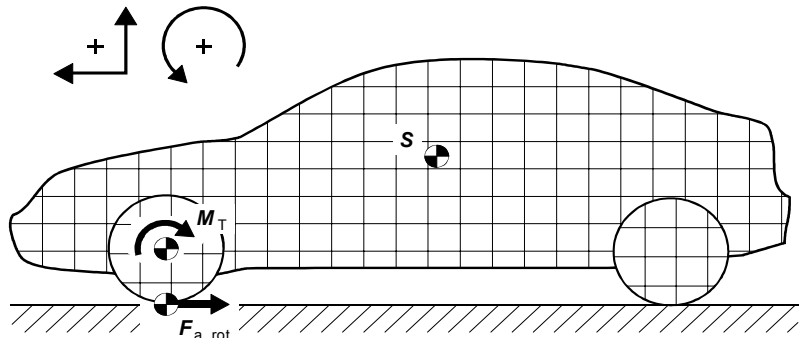


Abb. 2-52: Am Antriebsrad wirkende rotatorische Trägheitskraft

Aus der Beziehung

$$\varphi = \frac{x}{r_{dyn}} \quad \text{Gl. 2-39}$$

ergibt sich durch zweimaliges Ableiten nach der Zeit

$$\ddot{\varphi} = \frac{\ddot{x}}{r_{dyn}} \quad \text{Gl. 2-40}$$

Damit folgt unter Verwendung von $\ddot{x} = a_x$:

$$F_{a,rot} = \frac{\Theta_{red}}{r_{dyn}^2} \cdot a_x \quad \text{Gl. 2-41}$$

Für das Massenträgheitsmoment Θ_{red} sind folgende Trägheitsmomente des Antriebs bzw. des Antriebsstrangs zu berücksichtigen (Abb. 2-53).

- Motor, Kupplung : $\Theta_{Mot} + \Theta_K$
- Getriebe mit jeweiliger Übersetzung i (bezogen auf die Getriebeeingangswelle) : Θ_{Gi}
- Antriebswelle, Differential : Θ_{Antr}
- Räder (meistens einschließlich Brems- trommel bzw. -scheibe sowie Achswellen) : Θ_R

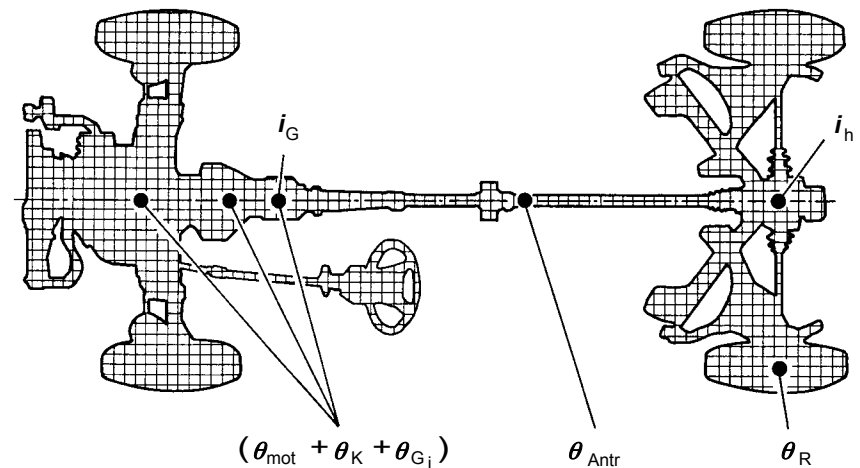


Abb. 2-53: Bei Geschwindigkeitsänderung zu berücksichtigende rotierende Massen

Bei dem Massenträgheitsmoment der Räder ist darauf zu achten, dass alle Räder des Fahrzeuges zu berücksichtigen sind, unabhängig davon, ob die Vorderräder, die Hinterräder oder alle Räder angetrieben werden.

Unter der Berücksichtigung der Übersetzungen im Getriebe i_{Gi} (für den jeweiligen Gang) und der Achsübersetzung $i_{h(v)}$ (für Hinter- bzw. Vorderradantrieb) ergibt sich das auf die Antriebsachse reduzierte Massenträgheitsmoment für einen Gang i mit der Forderung nach dynamischer Gleichwertigkeit von Ausgangs- und Ersatzsystem.

$$\Theta_{\text{redi}} = \Theta_R + i_{h(v)}^2 \cdot \Theta_{\text{Antr}} + i_{h(v)}^2 \cdot i_{Gi}^2 \cdot (\Theta_{\text{Mot}} + \Theta_K + \Theta_{Gi}) \quad \text{Gl. 2-42}$$

2.4.3 Zusammenfassung der Beschleunigungsanteile

Der Gesamtbeschleunigungswiderstand ergibt sich aus der Addition der translatorischen und der rotatorischen Widerstandskraft zu:

$$F_a = F_{a\text{rot}} + F_{a\text{trans}} \quad \text{Gl. 2-43}$$

$$F_a = \left(\frac{\Theta_{\text{redi}}}{r_{\text{dyn}}^2} + m_F + m_{Zu} \right) \cdot a_x \quad \text{Gl. 2-44}$$

Mit der Einführung eines Massenfaktors:

$$e_i = \frac{\Theta_{\text{redi}}}{m_F \cdot r_{\text{dyn}}^2} + 1 \quad \text{Gl. 2-45}$$

der nur noch fahrzeugspezifische Daten enthält, ergibt sich für den Gesamtträgheitswiderstand:

$$F_a = (e_i \cdot m_F + m_{Zu}) \cdot a_x \quad \text{Gl. 2-46}$$

Da die Getriebeübersetzung in die Ermittlung des reduzierten Massenträgheitsmomentes quadratisch eingeht, kann der Massenfaktor in einem breiten Bereich streuen. So ist beispielsweise bei Gelände- oder Nutzfahrzeugen mit extrem hoch übersetztem Kriechgang ("Crawler") ein höherer Kraftbedarf für die Beschleunigung der rotierenden Massen erforderlich, als für die rein translatorische Beschleunigung des Fahrzeuges ($e_i > 2$).

Abschließend zeigt die Tabelle 2-5 eine Auflistung von Massenfaktoren für verschiedene Fahrzeuge in verschiedenen Gängen.

Gang:	1	2	3	4	5
Ford Escort	1,32	1,15	1,10	1,07	1,06
BMW 730i A	1,21	1,10	1,05	1,03	
DB-Omnibus	1,61	1,18	1,08	1,06	1,03
Gang:	Crawler	2	4	6	8
DB 1632 K	10,12	3,18	1,65	1,21	1,08

Tabelle 2-5: Massenfaktoren verschiedener Fahrzeuge in verschiedenen Gängen

2.5 Gesamtwiderstand

Die in den vorstehenden Kapiteln hergeleiteten Einzelfahrwiderstände lassen sich anschaulich als Gesamtwiderstand zusammenfassen. Die Widerstände müssen durch Antriebskräfte zwischen Rad und Fahrbahn überwunden werden. Diese können auch durch die an den Rädern wirkenden Antriebsmomente, dividiert durch die Radradien dargestellt werden:

$$F_{\text{Bed}} = \frac{M_v + M_h}{r_{\text{dyn}}} = (e_i \cdot m_F + m_{Zu}) \cdot a_x + F_Z \cdot (p + f_R) + c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad \text{Gl. 2-47}$$

Trägt man diese Anteile in einem gemeinsamen Diagramm auf, ergibt sich das folgende Prinzipbild:

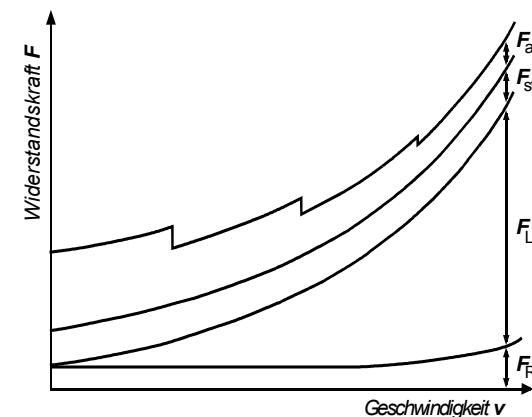


Abb. 2-54: Fahrwiderstände bei Steigungsfahrt

Der Einfluss der jeweiligen Widerstandsanteile ist abhängig vom Fahrzeug und vom Fahrzustand. Grundsätzlich lässt sich aber festhalten, dass beim Pkw der Luftwiderstand einen dominierenden Einfluss hat, sobald mit höheren Geschwindigkeiten außerhalb von Ortschaften gefahren wird. Bei Nutzfahrzeugen dagegen reduziert sich dieser Einfluss (Abb. 2-55). Zu beachten ist, dass abgesehen vom Luftwiderstand alle Fahrwiderstände proportional vom Fahrzeuggewicht abhängen³.

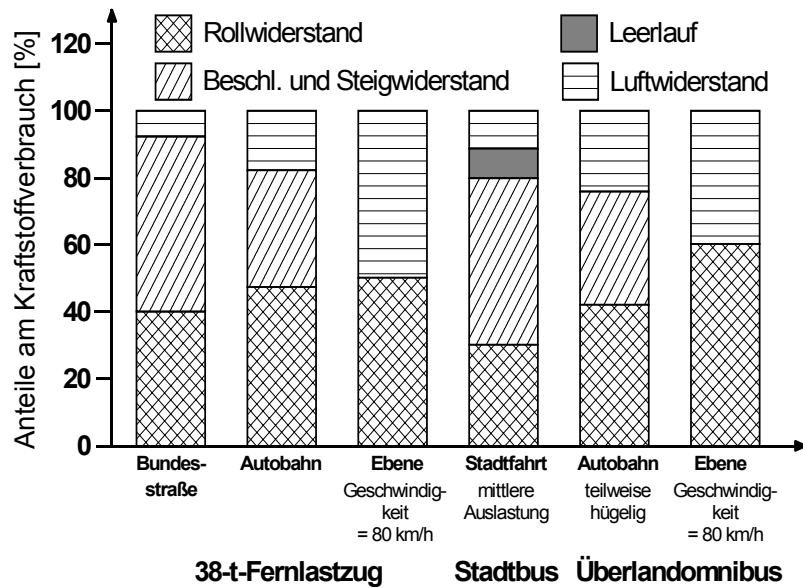


Abb. 2-55: Beispielhafte Fahrwiderstandsanteile bei Nutzfahrzeugen (Quelle: Lastauto & Omnibus 2/1996)

Die Fahrwiderstandskurven werden auch als Bedarfskennlinien bezeichnet, da sie den Antriebsmomentenbedarf widerspiegeln, den ein Fahrzeug für verschiedene Fahrzustände hat. Wird die Bedarfsleistung gesucht, so sind die Kurven aus Abb. 2-54 jeweils mit der Fahrgeschwindigkeit zu multiplizieren. Das sich ergebende Prinzipdiagramm zeigt Abb. 2-56.

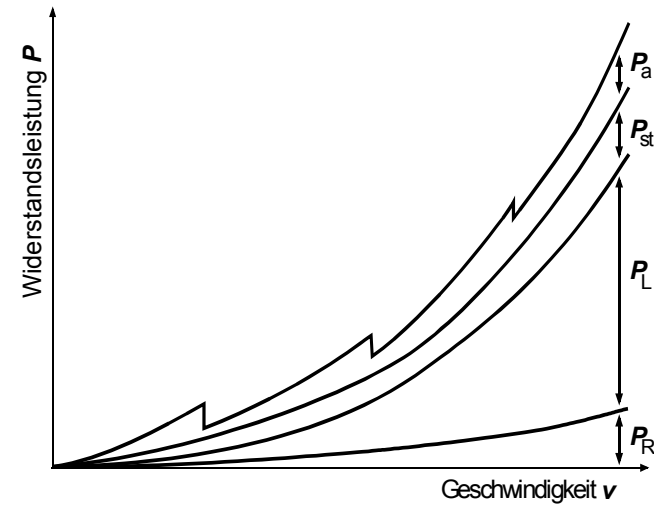


Abb. 2-56: Fahrwiderstandsleistungen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

Diesen Bedarfskennfeldern muss das "Angebot" der Fahrzeugantriebe entsprechen, damit eine den geforderten Fahrzuständen entsprechende Längsdynamik erreicht wird.

³ eine geringe Abweichung ergibt sich aus dem Einfluss der Massenfaktoren

internet

ika - Institut für Kraftfahrwesen der RWTH Aachen - Opera

Datei Bearbeiten Ansicht Lesezeichen Extras Hilfe

Gründe: [Studium Wirtschaft](#) • [www.fhm-mittelstand.de](#) [Mit zum Leben - Beratung](#) • [www.mitzumleben.info](#)
 Anzeigen: [Betriebswirtschaft studieren an der Fachhochschule des Mittelstands FHM](#) [Professionelle, schnelle Hilfe per Email - Krise als Chance nutzen!](#)

Neue Seite UMFRAGE Leere Seite Bedienungsanleitungen ika - Institut für Kraftfahr...

http://www.ika.rwth-aachen.de/

ika
 RWTH
 INSTITUT FÜR KRAFTFAHRESEN AACHEN
 Univ.-Prof. Dr.-Ing. Henning Wallentowitz

Aktuell
 Über uns
 Forschung
 Lehre
 Veranstaltungen
 Stellenangebote
 Kontakt
 Anfahrt
 Links

English Site

Suche:

Disclaimer

Karosserie
Fahrwerk
Verkehr
Antrieb
Akustik
Elektronik

Ministerium für Wissenschaft und Forschung des Landes Nordrhein-Westfalen
 Stärkung der Zukunftsmobilität in NRW (.pdf)

EUR motor
 Vehicle Dynamics in Simulation and Testing
 21.-23.09.2005

14
 AACHENER KOLLOQUIUM AACHEN COLLOQUIUM
 Fahrzeug- und Motorentechnik
 Automobile and Engine Technology
 04 - 06. Oktober 2005
 EUROGRESS Aachen

Aachener Kolloquium: Fahrzeug- und Motorentechnik
 4-6.10.2005, Aachen

Automobilindustrie im globalen Verdrängungswettbewerb - Standort Deutschland im

www.ika.rwth-aachen.de

fka - Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen - Opera

Datei Bearbeiten Ansicht Lesezeichen Extras Hilfe

Gründe: [Firmenwerbung im Internet](#) • [www.adword-agentur.de](#)
 Anzeigen: [schnell, erfolgreich, effektiv, 1.000 Interessenten für 110 €](#)

Neue Seite UMFRAGE Leere Seite Bedienungsanleitungen fka - Forschungsgesellsch...

http://www.fka.de/

fka
 ANGEWANDTE FORSCHUNG, ENTWICKLUNG UND CONSULT
 FORSCHUNGSGESELLSCHAFT KRAFTFAHRESEN mbH AACHEN

Über uns
 Dienstleistungen
 Veranstaltungen
 Produkte
 Schriftenreihe
 Stellenangebote
 Kontakt
 Anfahrt
 Links
 English Site

Suche:

Impressum

Testing
Prototyping
Konstruktion
Simulation
Konzeption
Beratung
Fahrwerk
Karosserie
Antrieb
Akustik
Elektronik
Verkehr

Ministerium für Wissenschaft und Forschung des Landes Nordrhein-Westfalen
 Stärkung der Zukunftsmobilität in NRW (.pdf)

EUR motor
 Vehicle Dynamics in Simulation and Testing
 21.-23.09.2005

14
 AACHENER KOLLOQUIUM AACHEN COLLOQUIUM
 Fahrzeug- und Motorentechnik
 Automobile and Engine Technology
 04 - 06. Oktober 2005
 EUROGRESS Aachen

Aachener Kolloquium: Fahrzeug- und Motorentechnik
 4-6.10.2005, Aachen

Automobilindustrie im globalen Verdrängungswettbewerb - Standort Deutschland im

www.fka.de