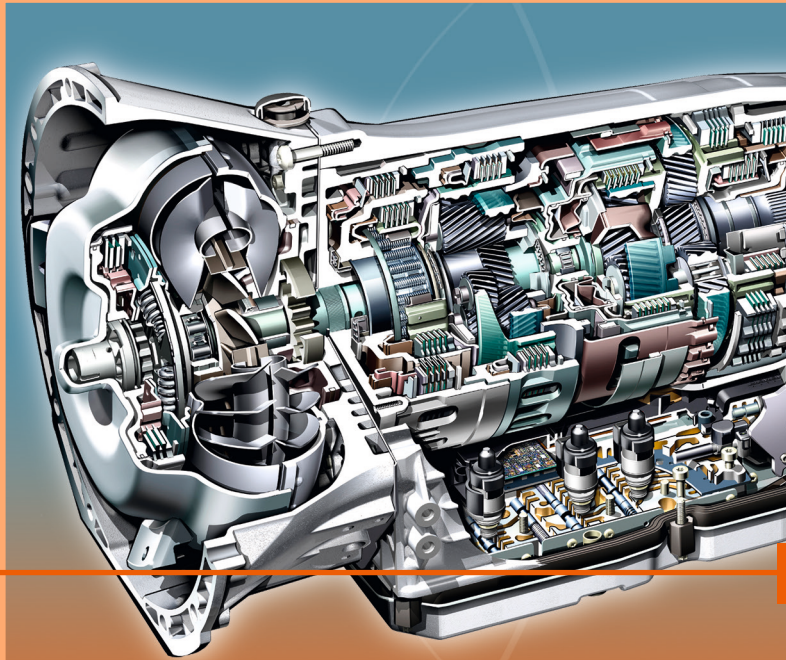


Werner Klement

# Fahrzeug- getriebe



4., aktualisierte und erweiterte Auflage

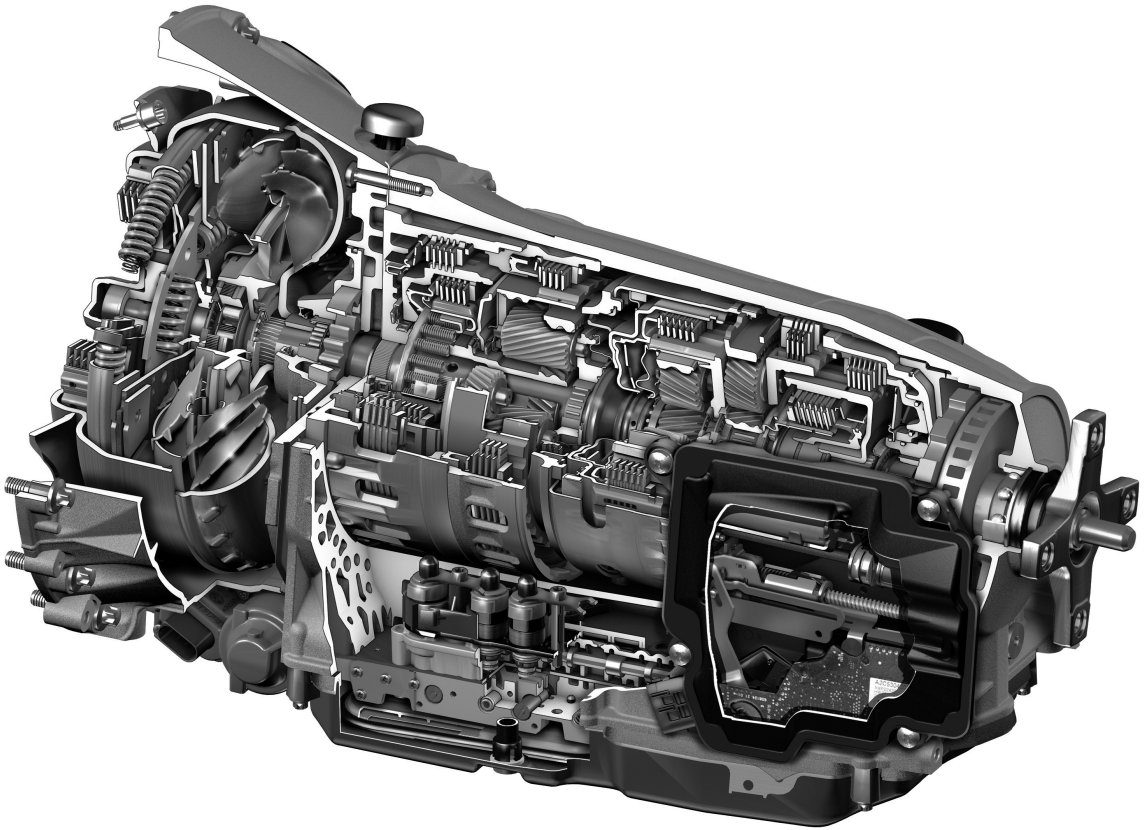
HANSER

---

*Klement*  
Fahrzeuggetriebe

---

# Fahrzeugtechnik



---

Werner Klement

# Fahrzeuggetriebe

4., aktualisierte und erweiterte Auflage

Mit 264 Abbildungen

HANSER

---

**Herausgeber:**

*Prof. Dr.-Ing. Karl-Ludwig Haken*

*Prof. Dipl.-Ing. Werner Klement*

Hochschule Esslingen, Fakultät Fahrzeugtechnik

**Autor:**

*Prof. Dipl.-Ing. Werner Klement*

Hochschule Esslingen, Fakultät Fahrzeugtechnik

**Bibliografische Information Der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

ISBN 978-3-446-45095-0

E-Book-ISBN 978-3-446-45254-1



Einbandbild und Schnittbild Seite 2: 7-Gang-Automatikgetriebe 7G-TRONIC PLUS (Daimler AG)

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Alle Rechte, auch die der Übersetzung, des Nachdrucks und der Vervielfältigung des Buches oder Teilen daraus, vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf ohne schriftliche Genehmigung des Verlages in irgendeiner Form (Fotokopie, Mikrofilm oder ein anderes Verfahren), auch nicht für Zwecke der Unterrichtsgestaltung, reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

© 2017 Carl Hanser Verlag München

[www.hanser-fachbuch.de](http://www.hanser-fachbuch.de)

Lektorat: Ute Eckardt

Herstellung: Katrin Wulst

Satz: Beltz Bad Langensalza GmbH, Bad Langensalza

Druck und Bindung: Kösel, Krugzell

Coverrealisierung: Stephan Rönigk

Printed in Germany

# Vorwort

Jeder Student, der das Fach Konstruktion belegt, muss ein einfaches Getriebe konstruieren können. Das beruht darauf, dass in einem Zahnradgetriebe nahezu alle Maschinenelemente vorkommen. Je mehr man sich aber mit dem Thema „Getriebe“ beschäftigt, umso mehr erkennt man, dass es in der Technik viele Lösungen gibt. Diese haben nur noch wenig mit einem einfachen Zahnradgetriebe gemein. Ziel dieses Buches ist es, die ganze Vielfalt der Getriebe zur Leistungsübertragung in Fahrzeugen aufzuzeigen. Ausführlich wird auf die speziellen Anforderungen von Antrieben für mobile Anwendungen eingegangen. Neben dem „Anfahren“ ist das vor allem bei Personenkraftwagen das „Schalten“, welches entscheidend zum Komfort beiträgt. Die Gangzahl und die Schaltpunkte beeinflussen den Kraftstoffverbrauch genauso wie der Wirkungsgrad eines Getriebes. Die bestehenden Anforderungen an Komfort, Fahrverhalten und Abgasemissionen sind ohne moderne Getriebetechnik nicht lösbar. Nur durch Ausschöpfen aller technischen Möglichkeiten sind die zukünftigen Rahmenbedingungen überhaupt zu erfüllen.

In diesem Lehrbuch werden die vielfältigen Möglichkeiten, Drehzahlen und Drehmomente für die Anforderungen eines Fahrzeuges zu wandeln, eingehend erläutert. Dem Leser wird ein Überblick über die verschiedenen Getriebesysteme vermittelt, so dass ihm eine unabhängige Bewertung und Einordnung der derzeit laufenden Entwicklungen und angebotenen Konzepte möglich ist. Ich habe ver-

sucht, alle realisierten Getriebeentwicklungen sowohl als System als auch in Form von Beispielen darzustellen. Wichtig ist mir hierbei der Konzeptgedanke und nicht die technischen Details.

An dieser Stelle bedanke ich mich ganz herzlich bei allen, die durch Ihre Unterstützung zum Gelingen dieses Buches beigetragen haben. Das sind alle genannten und ungenannten Firmen mit den dahinterstehenden Personen und ihre Beiträge, auf die ich zurückgegriffen habe. Mein Dank gilt auch dem Carl Hanser Verlag, vertreten durch Frau *Ute Eckardt* und Frau *Katrin Wulst*. Besonders erfreulich war für mich die sehr effektive konstruktive Zusammenarbeit. Mein besonderer Dank gilt meiner Frau *Bridgitte*, die mich tatkräftig bei der Erstellung des Manuskriptes unterstützt hat.

Ihnen, liebe Leserin und lieber Leser, wünsche ich viele neue Erkenntnisse und Impulse. Sie halten die vierte Auflage dieses Buches in Ihren Händen. Neu ist ein Kapitel zu speziellen Bauformen von Planetengetrieben, in welchem diese näher beschrieben und wichtige Ableitungen getroffen werden. Den Hybridantrieben wurde, bedingt durch die inzwischen gewachsene Bedeutung und dem damit verbundenen Umfang, ein eigenes Buch gewidmet (Klement, Hybridfahrzeuge). Lassen Sie sich von der faszinierenden Welt der Fahrzeuggetriebe begeistern.

Heidenheim, im März 2017

*Werner Klement*

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Die Notwendigkeit eines Fahrzeuggetriebes .....</b>	<b>9</b>	<b>5 Stufenautomatgetriebe .....</b>	<b>112</b>
1.1 Definition „Getriebe“ .....	9	5.1 Wandlerautomatgetriebe .....	112
1.2 Anforderungen an ein Fahrzeuggetriebe .....	13	5.2 Lastschaltung .....	117
1.3 Wandlungsbereiche von Fahrzeuggetrieben .....	20	5.3 Schaltelemente .....	121
1.4 Wirkungsgrad .....	22	5.4 Steuerung von Automatgetrieben ...	128
1.5 Einteilung der Kennungswandler für Fahrzeuge .....	22	5.5 Doppelkupplungsgetriebe .....	130
<b>2 Prinzipien für Drehmoment-/Drehzahlwandlung .....</b>	<b>25</b>	<b>6 Schaltprogramme .....</b>	<b>134</b>
2.1 Mechanische Drehmoment-/Drehzahlwandlung .....	25	6.1 Grundlagen .....	134
2.2 Mechanische Übersetzung in Stufen .....	27	6.2 Schaltprogramm für Pkw-Automatgetriebe der DaimlerChrysler AG .....	138
2.3 Hydraulische Getriebe .....	34	<b>7 Mechanisch stufenlose Automatgetriebe .....</b>	<b>142</b>
2.3.1 Hydrodynamische Drehzahl-/Drehmomentwandler .....	34	7.1 Grundlagen .....	142
2.3.2 Hydrostatische Getriebe .....	44	7.2 Multitronic-Getriebe von Audi .....	149
2.4 Elektrische Getriebe .....	48	<b>8 Getriebe mit Leistungsverzweigung .....</b>	<b>154</b>
<b>3 Planetengetriebe .....</b>	<b>51</b>	8.1 Grundlagen .....	154
3.1 Allgemeine Definition .....	51	8.2 Hydrodynamische Getriebe .....	162
3.2 Drehzahlverhältnisse .....	53	8.3 Hydrostatische Getriebe .....	165
3.3 Drehmomentverhältnisse .....	58	8.3.1 Fendt-Vario-Getriebe .....	165
3.4 Symbole für Getriebekombinationen .....	61	8.3.2 ZF-Eccom-Getriebe .....	169
3.5 Beispiele für Planetengetriebe .....	65	8.3.3 John-Deere-Getriebe .....	170
3.6 Wirkungsgradberechnung von Planetengetrieben .....	78	8.3.4 Zusammenfassung .....	170
<b>4 Schaltgetriebe .....</b>	<b>83</b>	8.4 Elektrische Getriebekonzepte .....	172
4.1 Getriebeaufbau .....	83	8.4.1 Toyota-Prius-Antriebskonzept .....	172
4.2 Anfaehrelement „Reibkupplung“ .....	86	8.4.2 Fazit .....	174
4.3 Synchronisierung .....	91	<b>9 Spezielle Bauformen von Planetengetrieben .....</b>	<b>177</b>
4.4 Automatisierung von Schaltgetrieben .....	93	9.1 Erweiterung Kutzbachplan .....	177
4.5 Torsionsschwingungsdämpfer .....	97	9.2 Spezielle Bauformen .....	178
4.6 Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge ...	101	9.2.1 Stufenplanetensatz .....	178
4.7 VIAB®-Verschleißfreies integriertes Anfahr- und Bremsenelement .....	103	9.2.2 Doppelplanetensatz .....	179
		9.2.3 Ravigneaux Konzept .....	181
		9.2.4 Differenzial .....	182
		9.3 Beispiele .....	184
		9.3.1 Getriebe mit Ravigneaux Planetenradsatz .....	184
		9.3.2 Torque Vectoring .....	185

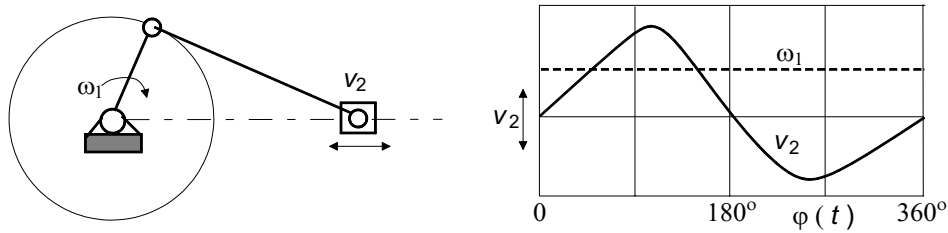
<b>10 Übungen</b> .....	189	11.3 Lösungen Auslegung hydro-	
10.1 Fahrmechanik.....	189	dynamischer Wandler.....	222
10.2 Planetengetriebe .....	195	11.4 Lösungen Getriebe in Leistungs-	
10.3 Auslegung hydrodynamischer		verzweigung.....	223
Wandler.....	202	<b>Literatur</b> .....	228
10.4 Getriebe in Leistungsverzweigung ..	206		
<b>11 Lösungen</b> .....	213	<b>Sachwortverzeichnis</b> .....	230
11.1 Lösungen Fahrmechanik.....	213		
11.2 Lösungen Planetengetriebe .....	216		



## Verwendete Formelzeichen

$A$	Frontfläche	(m <sup>2</sup> )	$r_{\text{dyn}}$	Dynamischer Reifenradius	(m)
$b, a$	Fahrzeugbeschleunigung	(m/s)	$t$	Zeit	(s)
$c_U$	Umfangsgeschwindigkeit	(m/s)	$U_{\text{Rad}}$	Radumfang	(m)
$c_W$	Luftwiderstandsbeiwert	–	$v$	Geschwindigkeit	(m/s; km/h)
$D$	Profildurchmesser	(m)	$V$	Schluckvolumen	(l)
$f_R$	Rollwiderstandsbeiwert	–	$z_A, z_B$	Zähnezahlen	–
$F$	Kraft	(N, kN)	$z$	Anzahl der Reibflächen	–
$g$	Fallbeschleunigung (9,81 m/s <sup>2</sup> )	(m/s <sup>2</sup> )	$\alpha$	Steigungswinkel	(°)
$i$	Übersetzung	–	$\eta$	Wirkungsgrad	–
$I$	Regelbereich	–	$\lambda$	Leistungsaufnahme	–
$K$	Verlustbeiwert	–	$\mu$	Drehmomentwandlung	–
$M$	Drehmoment	(N · m)	$\nu$	Drehzahlverhältnis	–
$n$	Drehzahl	(1/s)	$\pi$	3,141 592 653 6 . . .	–
$P$	Leistung	(W, kW)	$\rho$	Dichte	(kg/m <sup>3</sup> )
$Q$	Förderstrom	(l/min)	$\varphi$	Schnellgangfaktor	–
$Q_V$	Schaltarbeit	(J)	$\chi$	Rotationsmassenzuschlag	–
$r_A, r_i$	Belagradien	(m)	$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	(1/s)

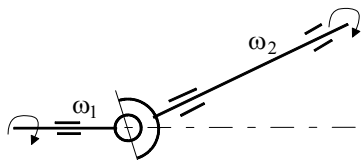




**Bild 1.2:** Geradliniges ungleichförmiges Getriebe [57]

sprechend. In diesem Fall haben wir ein Getriebe mit einer hin- und hergehenden Abtriebsbewegung, wenn wir den Kurbeltrieb als Antrieb nehmen. In jedem Augenblick während einer vollen Periode ergibt sich ein anderer Zusammenhang zwischen  $\omega_1$  und  $v_2$ . Daher nennen wir diese Art von Getriebe ungleichförmig.

Bei einem Getriebe zwischen Motor und Achse haben wir es mit einer drehenden Eingangsseite und einer drehenden Ausgangsseite zu tun. Betrachten wir zunächst Bild 1.3. Hier ist eine Gelenkwelle dargestellt. Bei der Gelenkwelle ist es so, dass die Winkelgeschwindigkeit von Welle 1 nicht 1:1 auf Welle 2 übertragen wird, sondern Welle 2 eine andere Winkelgeschwindigkeit als Welle 1 annimmt. Die Abweichung hängt in diesem Falle vom Beugungswinkel ab. In Bezug auf die Winkelgeschwindigkeit haben wir daher bei der Gelenkwelle eine ungleichförmige Bewegung. Wiederum in Abhängigkeit einer Periode – dies entspricht einer vollen Umdrehung – verändert sich die Winkelgeschwindigkeit am Abtrieb  $\omega_2$ . In diesem Falle haben wir es mit einer drehenden Abtriebsbewegung zu tun, die aber ungleichförmig ist.



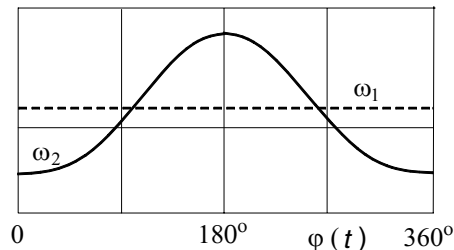
**Bild 1.3:** Drehendes ungleichförmiges Getriebe

Bild 1.4 zeigt ein Getriebe mit drehender Eingangsseite und drehender Ausgangsseite. Betrachten wir über eine volle **Periode** die beiden Winkelgeschwindigkeiten, dann erkennen wir, dass beide konstant sind. Hier handelt es sich um ein gleichförmiges Getriebe mit drehender Abtriebsbewegung. Über eine Periode betrachtet bleibt das Verhältnis von  $\omega_2$  zu  $\omega_1$  konstant.

Für Fahrzeuggetriebe im Leistungsfluss zwischen Motor und Achse interessieren nur die gleichförmigen Getriebe mit einer drehenden Abtriebsbewegung. Das Verhältnis von  $\omega_2$  zu  $\omega_1$  nennen wir Übersetzung.

Der Begriff **Übersetzung** wird im Allgemeinen mit  $i$  abgekürzt.

Getriebe sind Aggregate, die Leistung übertragen. Bild 1.5 zeigt eine schematische Darstellung eines gleichförmigen Getriebes mit Zahnrädern. Es zeigt einmal keine Drehrichtungsumkehr und einmal einen Wechsel der Drehrichtung. Die Übersetzung  $i$  bei diesem Getriebe ist konstant. Wir erhalten die



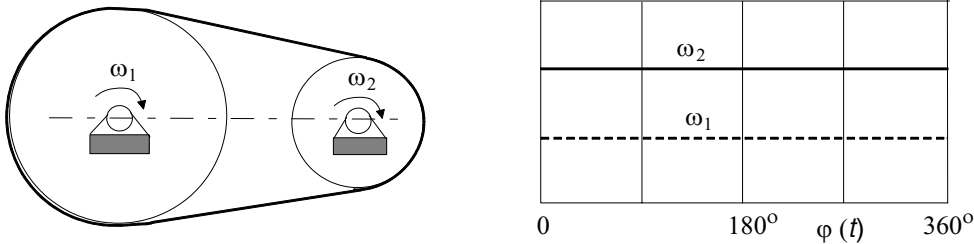


Bild 1.4: Drehendes gleichförmiges Getriebe

Eingangsleistung als  $M_1$  multipliziert mit  $\omega_1$ , und wir erhalten die Ausgangsleistung als Drehmoment  $M_2$  multipliziert mit  $\omega_2$ . Für  $i$  können wir einmal das Verhältnis der Drehmomente annehmen oder das Verhältnis der Drehzahlen.

Dies bedeutet  $i = M_2/M_1$  oder  $\omega_1/\omega_2$ .  $i$  ist eine dimensionslose Zahl, die sich nur auf zwei Größen relativ zueinander bezieht.

Genau genommen muss man daher bei der Übersetzung immer die beiden Bezugsgrößen mit angeben. Dies ist natürlich in der Praxis sehr umständlich, sodass sich eine gewisse Konvention ergeben hat.

**Drehmoment** bedeutet immer Kraft multipliziert mit Hebelarm. Daher ergibt eine entsprechende Veränderung der Hebelarme bei gleichen Kräften unterschiedliche Drehmomente. Bei Zahnradgetrie-

ben wählt man das Zähnezahlverhältnis als Faktor für die Übersetzung. Mithilfe des **Moduls**, der eine Bezugsgröße für Zahnradabmessungen darstellt und bei miteinander kämmenden Zahnrädern gleich ist, errechnet sich mit der Zähnezahl der Radius eines Zahnrades. Daher entspricht das **Zähnezahlverhältnis** dem Radienverhältnis und damit der Übersetzung. Die Besonderheit bei Zahnradgetrieben besteht darin, dass wir durch den Formschluss eine exakte Übertragung der Drehzahlen haben, aber im Realfall beim Drehmoment Verluste.

In der Regel gibt man bei Fahrzeuggetrieben die Übersetzung als Verhältnis von Abtriebsmoment zu Antriebsmoment an. Dies bedeutet:

$$i = \left| \frac{M_2}{M_1} \right|.$$

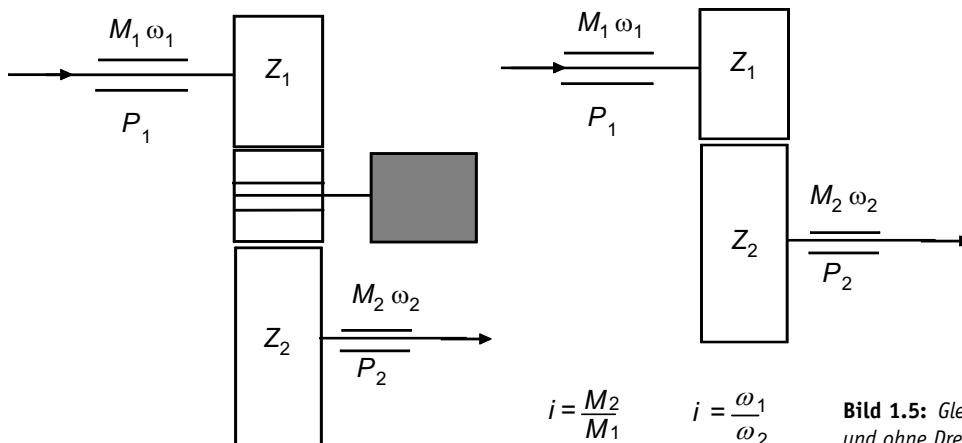


Bild 1.5: Gleichförmige Getriebe mit und ohne Drehrichtungsumkehr

Wenn also ein Getriebe eine Übersetzung von  $i = 4$  hat, so bedeutet dies, dass wir im Idealfall ein viermal so großes Moment am Abtrieb haben, wie der Motor liefert. Dann folgt sofort, dass die Übersetzung der Drehzahlen dem Kehrwert entsprechen muss. Für unseren Fall heißt dies, dass die Abtriebswelle nur noch mit einem Viertel der Drehzahl der Eingangswelle dreht. In diesem Fall ist die An- und Abtriebsleistung gleich groß. Dies entspricht einem Wirkungsgrad gleich eins. Da wir aber im realen Getriebe immer Verluste haben, wird das Abtriebsmoment geringer werden, als es die Zähnezahlen vorgeben.

Entscheidend für den Leistungsfluss im Getriebe ist, was als Ausgangsleistung und was als Eingangsleistung angesehen wird. Im normalen Betriebsfall ist dies relativ eindeutig. Wenn wir einen **Antriebsmotor** betrachten, so ist der Antrieb des Getriebes die **Eingangswelle**. Sie nimmt die Leistung auf, und am Getriebeabtrieb werden das gewandelte Moment und die entsprechende Drehzahl abgegeben. Wie wir noch sehen werden, gibt es jedoch auch Fälle, bei denen der Leistungsfluss auf Grund der Anordnung nicht eindeutig erkennbar ist.

Für einfache Getriebe wählt man eine Vereinfachung und berücksichtigt nicht die Vorzeichen von Drehmoment und Drehzahl. Schaut man sich jedoch die Drehmomente und Drehzahlen genauer an, so erkennt man, dass wir links- und rechtsdrehende Torsionsmomente haben. Genauso wissen wir, dass eine Drehzahl eine **Drehrichtung** im Uhrzeigersinn oder gegen den Uhrzeigersinn haben kann. Dies bedeutet, beides – Drehmoment und Drehzahl – sind keine Skalare, sondern Vektoren. Es gibt aber nur jeweils zwei Richtungen, die man am einfachsten mit plus und minus bezeichnen kann.

Für unser Getriebesystem definieren wir nun, dass die Leistung, die hineingeht, eine positive sein muss, und die Leistung, die herauskommt, eine negative. Nimmt man beide Eingangswerte positiv an, bedeutet dies, dass genau ein Ausgangswert negativ sein muss. Nur dann haben wir einen Leistungsfluss durch das Getriebe.

Bei Vorwärtsfahrt haben wir gleiche Drehrichtung am Getriebeeingang und am Getriebeausgang. Dies heißt, dass das Drehmoment sich entsprechend umdrehen muss. Haben wir an unserer Eingangswelle ein positives Drehmoment, so haben wir bei Vorwärtsfahrt an unserer Ausgangswelle ein negatives Drehmoment.

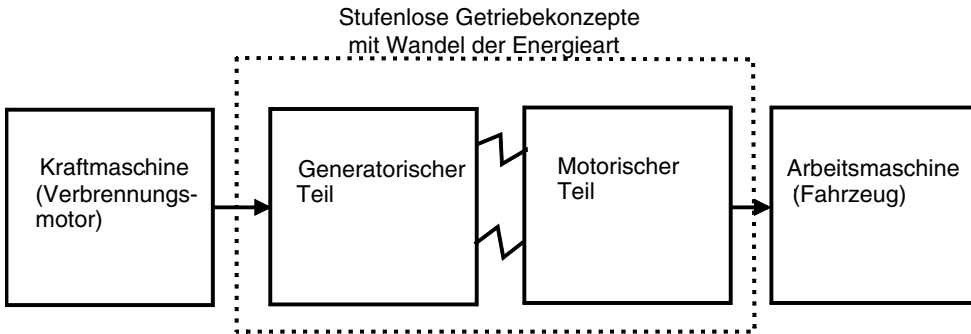
Bei Rückwärtsfahrten wechselt bekanntlich die Drehrichtung des Fahrzeuges. Damit ergibt sich die gleiche Drehmomentrichtung wie auf der anderen Seite des Getriebes. Das Moment ändert seine Drehrichtung nicht.

Der Wirkungsgrad ist definiert als die Ausgangsleistung im Verhältnis zur Eingangsleistung. Der Wirkungsgrad ist ein positiver Zahlenwert zwischen null und eins. Deshalb ergibt sich folgende Definition:

$$\eta = \frac{P_{\text{Abtrieb}}}{P_{\text{Antrieb}}} = \frac{|M_2 \cdot \omega_2|}{|M_1 \cdot \omega_1|}. \quad (1.1)$$

Wählt man den Betrag der **Ausgangsleistung** zum Betrag der Eingangsleistung, erhält man den richtigen Wert für den Wirkungsgrad eines Getriebes. Sind nun das Ein- und das Ausgangsmoment unterschiedlich, so gilt trotzdem für das Getriebe, dass die Summe aller Momente gleich null sein muss. Im Gegensatz zu einer Kupplung, die keine Möglichkeit einer Momentenwandlung hat, benötigt ein Getriebe ein zusätzliches **Stützmoment**. Ein Getriebe muss immer irgendwo ein Gehäuse haben, das sich entsprechend abstützen kann. Dieses Stützmoment entspricht genau der Differenz von Ein- und Ausgangsmoment. Dies bedeutet: Hat man eine Getriebewandlung mit zehn, so muss das neunfache Eingangsmoment abgestützt werden.

Die bisherige Betrachtung beschränkte sich auf gleichförmige Getriebe mit drehender Abtriebsbewegung und konstanten Übersetzungsfaktoren. Bauen wir mehrere Zahnradstufen in ein Gehäuse, so haben wir ein Stufengetriebe. Das Stufengetriebe zeichnet sich dadurch aus, dass es verschiedene Übersetzungsfaktoren hat, die konstant sind und entsprechend gewechselt werden können. Die Definition für ein **stufenloses** Getriebe bedeutet, dass



**Bild 1.6:** Getriebeprinzip mit Energieumwandlung

wir ausgehend von einer Übersetzung  $x$  über den gesamten Getrieberegelbereich hinweg bis zu einer Übersetzung  $y$  alle dazwischen denkbaren Übersetzungen einstellen können. Jede dieser Übersetzungen ist wiederum als konstante Übersetzung darstellbar und es handelt sich nach wie vor um ein gleichförmiges Getriebe.

**Stufenlose Getriebe** bieten daher die Möglichkeit, die Übersetzung zwischen einem Minimalwert  $i_{\min}$  und einem Maximalwert  $i_{\max}$  zu wählen. Das Verhältnis zwischen diesen beiden Werten nennt man den **Getrieberegelbereich**.

Stufenlose Getriebe kann man sich theoretisch als unendlich viele Zahnradstufen hintereinander geschaltet vorstellen.

Die bisher besprochenen Getriebevarianten waren mechanische Getriebe. Als Getriebe bezeichnet man auch Aggregate, die bei einer mechanischen Eingangsleistung eine mechanische Ausgangsleistung haben, aber dazwischen eine andere Energieform wählen. Solche Energieformen können hydrodynamisch, hydrostatisch oder elektrisch sein. Bild 1.6 zeigt einen prinzipiellen Aufbau solcher Systeme. Entscheidend ist im Prinzip nur das Übersetzungsverhältnis von Eingangsmoment zu Ausgangsmoment bzw. Ausgangsdrehzahl zu Eingangsdrehzahl. Ein Wechsel der **Energieart** ist mit Verlusten verbunden. Bei diesen Getrieben erfolgt zuerst immer eine Umwandlung von mechanischer Energie in eine

andere Energieart. Das Bauteil dafür arbeitet generatorisch. Wir benötigen aber eine mechanische Energie zum Antrieb, deshalb erfolgt eine Rückwandlung. Das Bauteil dafür arbeitet motorisch.

Die Anforderungen an den Getrieberegelbereich und die Übersetzung ergeben sich durch das Angebot der **Kraftmaschine** und den Bedarf der **Arbeitsmaschine**. Wie Bild 1.6 zeigt, sitzt ein Getriebe sowohl räumlich als auch funktional zwischen einer Kraftmaschine und einer Arbeitsmaschine. Im vorliegenden Fall des Fahrzeuggetriebes ist die Kraftmaschine ein Verbrennungsmotor und die Arbeitsmaschine das Kraftfahrzeug mit seinen Anforderungen an entsprechende Fahrleistungen.

## 1.2 Anforderungen an ein Fahrzeuggetriebe

Getriebe im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges sind erforderlich, weil das Lieferkennfeld – Drehmoment-/Drehzahlverlauf eines Verbrennungsmotors – nicht mit den Anforderungen eines Fahrzeuges übereinstimmt. Betrachten wir zunächst das Anforderungsprofil eines Fahrzeuges. Allgemein bekannt ist die Formel zur Berechnung der **Fahrwiderstände**:

$$F_{\text{Rad}} = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_R + m \cdot g \cdot \sin \alpha + c_W \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (1.2)$$

Zur Vereinfachung denkt man sich alle Kräfte an einem Rad angreifend. Es ergibt sich dann, dass die Kraft am Rad mindestens den Rollwiderstand, den Steigungswiderstand und den Luftwiderstand für konstante Fahrt überwinden muss.

Trägt man diese Fahrwiderstände schematisch auf (Bild 1.7), so erkennt man, dass sich abhängig von dem Steigungswinkel Parabeln ergeben.

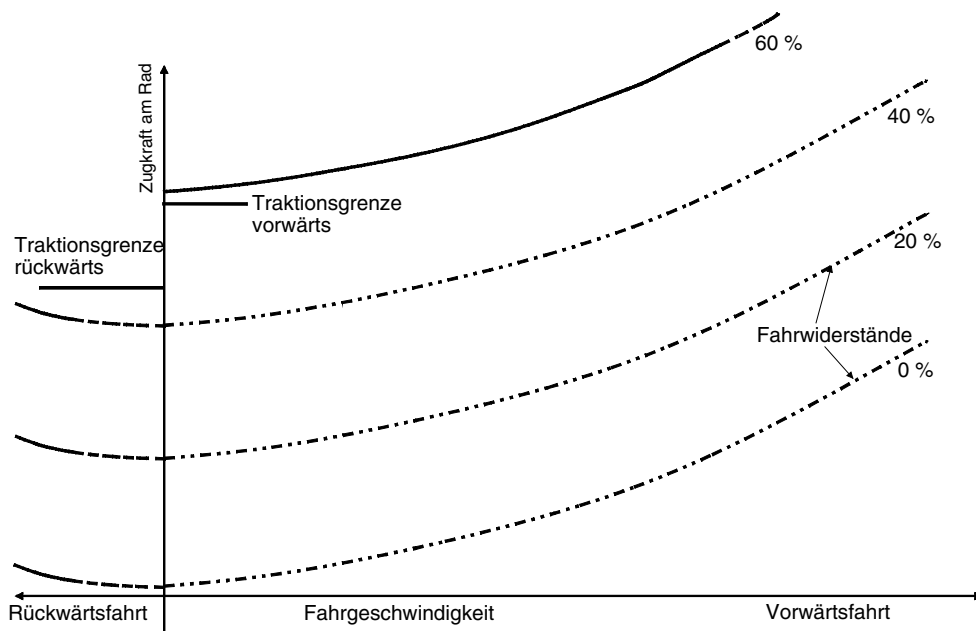
Dies ist auf die quadratische Abhängigkeit des **Luftwiderstandes** zurückzuführen. Da ein Fahrzeug sowohl vorwärts wie auch rückwärts fahren kann, ergeben sich natürlich in beiden Fahrtrichtungen entsprechende Anforderungen. Ein normaler Pkw bzw. Lkw hat jedoch einen deutlich größeren und auch in Bezug auf die Zeitanteile wesentlich häufiger genutzten **Vorwärtsfahrbereich**, sodass in der Regel die Rückwärtsfahrt nicht besonders dargestellt wird.

Die Parabeln verschieben sich parallel mit der Steigung. Wichtig hierbei ist, dass bereits bei Fahr-

geschwindigkeit null ein Moment am Rad zum Überwinden des Fahrwiderstandes notwendig ist. Abhängig von der zu befahrenden Steigung steigt natürlich die am Rad erforderliche Zugkraft. Die maximale Größe dieser Zugkraft wird durch die sog. **Traktionsgrenze** definiert.

Dies ist der Punkt, bei dem auch eine noch höhere Wandlung und noch höhere Zugkraft ein Vorwärtskommen nicht mehr ermöglicht, da auf Grund der begrenzten Reibkraft (Reibkraft = Normalkraft  $\times$  Reibungszahl) eine Übertragung des erforderlichen Antriebsmomentes nicht mehr möglich ist. Man könnte auch sagen, die Traktionsgrenze wirkt wie eine Rutschkupplung.

Traktionsgrenzen sind natürlich von der Art des Antriebes, ob Front-, Heck- oder Allradantrieb, von der Reifenbeschaffenheit, von der Untergrundbeschaffenheit und anderen Faktoren abhängig. Die maximale befahrbare Steigung stellt aber eine eindeutige physikalische Grenze für jedes Fahrzeug dar. Bei den Fahrzeugen mit Vorderradantrieb wer-



**Bild 1.7:** Schematische Fahrwiderstandskennlinien

den ca. 45–50 % Steigfähigkeit erreicht, bei Fahrzeugen mit Hinterradantrieb 55 % Steigfähigkeit. Dies dreht sich natürlich im Rückwärtsfalle um, da die Belastung immer in diesem Fall auf die andere Achse erfolgt. Allradfahrzeuge können eine **Steigfähigkeit** von nahezu 100 % erreichen. Dies entspricht bekanntlich einer 45°-Steigung.

Betrachten wir nun das Angebot des Motors und erstellen wir für unseren Aufstandspunkt am Rad ein **Kräftegleichgewicht**, ergibt sich die Gleichung (1.3).

$$M_1 \cdot \frac{i}{r_{\text{dyn}}} \cdot \eta = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_R + m \cdot g \cdot \sin \alpha + c_W \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (1.3)$$

Mit  $i$  ist hierbei die Gesamtwandlung des Antriebsstranges gemeint. Diese Wandlung können wir nun aufteilen in eine Wandlung, die durch Achse und den Reifenhalbmesser realisiert wird, und eine Wandlung, die in dem Getriebe geschieht [Gleichung (1.4)].

$$\frac{i}{r_{\text{dyn}}} \cdot \eta = \left( \frac{i_{\text{Achse}}}{r_{\text{dyn}}} \cdot \eta_{\text{Achse}} \right) \cdot (i_{\text{Getriebe}} \cdot \eta_{\text{Getriebe}}) \quad (1.4)$$

Wählen wir nun den konstanten Teil Achsübersetzung und Reifenhalbmesser in der Größenordnung, dass wir gerade mit maximaler Motorleistung die maximale Fahrgeschwindigkeit erreichen, so ergibt sich die Darstellung im Bild 1.8. Hier können wir nun erkennen, dass ohne Getriebe nur ein Fahren in der schraffierten Fläche möglich wäre.

Dies bedeutet: Steigungen können nicht gefahren werden, ein Anfahren ist ebenso nicht möglich. Es bleibt nur ein ganz kleines Feld, das in diesem Falle realisierbar ist.

Betrachten wir jetzt nur den Punkt maximaler Leistung, so können wir die Anforderungen an ein **ideales Getriebe** einzeichnen. Eine stufenlose Drehmoment/Drehzahlwandlung ergibt eine Linie konstanter Leistung, die bis zur Trak-

tionsgrenze läuft. Dort wird sie durch eine Gerade beschnitten. In diesem Bereich ist lediglich eine Drehzahlwandlung notwendig. Eine höhere Wandlung würde keinen Gewinn an Fahrleistung ergeben, da „die Räder durchdrehen“. Für rückwärts gilt natürlich spiegelbildlich dasselbe.

Mit Hilfe des Bildes 1.8 können wir nun unsere Anforderungen an ein Getriebesystem präzisieren. Die erste Aufgabe eines Getriebes ist also die Wandlung von Motormoment in höhere Momente und dies möglichst ohne großen Leistungsverlust. Idealerweise erfolgt diese Wandlung **stufenlos**, denn damit sind alle maximalen erreichbaren Punkte im Fahrkennfeld realisierbar. Zur Erfüllung des Fahrkennfeldes muss in diesem Falle, wenn die konstante Übersetzung so gewählt wurde, dass bei Getriebeübersetzung 1 die maximal mögliche Fahrgeschwindigkeit erreicht wird, bei maximaler Motorleistung nur eine Übersetzung ins Langsame erfolgen. Das bedeutet, wir müssen das Motormoment erhöhen bei gleichzeitiger Reduktion der Drehzahl.

Einen besonderen Bereich stellt die **Rutschgrenze** dar. Der Verbrennungsmotor ist erst ab einer Minstdrehzahl  $x$  ( $x$  entspricht der Leerlaufdrehzahl) überhaupt in der Lage, Leistung abzugeben. Daher muss ein **Drehzahlwandler** im Antriebsstrang eingebaut sein. Dieser Drehzahlwandler muss in der Lage sein, bei laufendem Motor ein Moment auf den Abtrieb des stehenden Fahrzeuges zu leiten. Bei normalen Handschaltgetrieben ist dies die sog. **trockene Reibkupplung**. Bei Automaten wird das hydrodynamisch realisiert. Die Funktion der Bereitstellung eines Abtriebmomentes bei laufendem Motor und stehendem Fahrzeug kann einmal durch ein separates Bauteil in Form einer trockenen Reibkupplung, andererseits auch durch ein Getriebesystem realisiert werden. Daher handelt es sich um eine Funktion des Getriebesystems, und wir zählen sie hier zu den Aufgaben eines Getriebes.

Wie unser Diagramm (Bild 1.8) zeigt, gilt natürlich das Gleiche spiegelbildlich für Rückwärtsfahrt. Unser Getriebe muss also in der Lage sein, nicht nur eine Wandlung bei gleicher Drehrichtung zu reali-



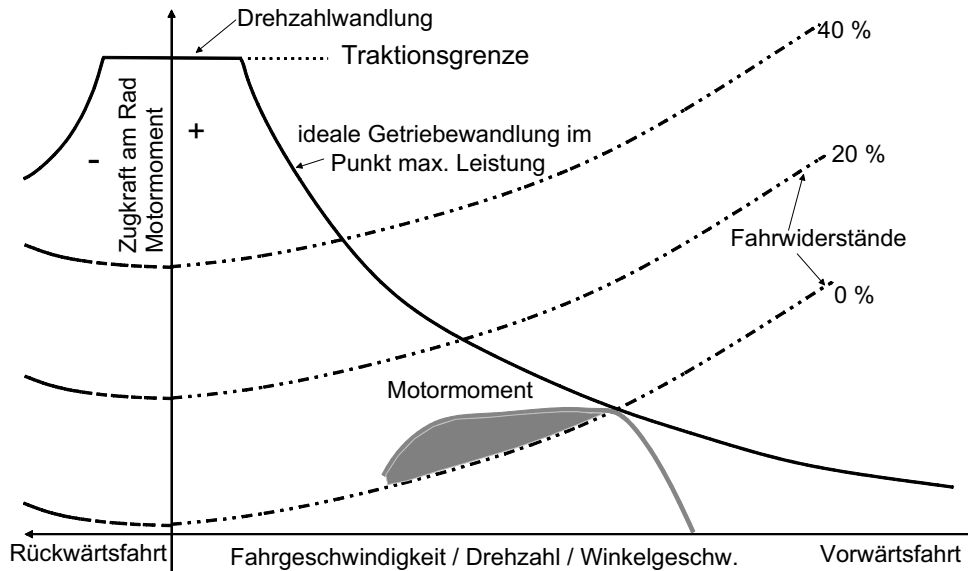


Bild 1.8: Ideale Getriebewandlung

sieren, sondern auch bei umgekehrter Ausgangsdrehrichtung. Es ist also eine **Drehrichtungsumkehr** im Getriebe vorzusehen, wobei in der Regel bei Rückwärtsfahrt ein eingeschränkter Fahrbereich ausreichend ist. Ausnahmen sind hierbei jedoch Arbeitsmaschinen und vor allem Schienenfahrzeuge, die einen gleichen Fahrbereich vorwärts wie rückwärts besitzen.

Über viele Jahrzehnte hinweg waren diese drei Punkte für ein Getriebe ausreichend. Die größte Wandlung war definiert durch die Rutschgrenze. Die minimale Wandlung war bei der maximalen Fahrgeschwindigkeit in der Regel mit der Getriebeübersetzung 1 gegeben. Durch Forderungen nach Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs ergab sich aber für die Getriebe eine zusätzliche Anforderung.

Betrachten wir nun Bild 1.9, so ist hier die Gesamtübersetzung des Antriebsstranges unter Einbeziehung des Reifenradius für die maximal erreichbare Fahrgeschwindigkeit (dies entspricht dem Motorbetriebspunkt bei der größten Leistung) mit  $\varphi = 1$  bezeichnet. Der Wert  $\varphi$  steht hier für die Charakterisierung einer Antriebsstrangauslegung.

Wählt man  $\varphi > 1$ , so ist ein Erreichen der maximalen leistungsbezogenen Fahrgeschwindigkeit nicht mehr möglich. Solche Auslegungen haben z. B. Ackerschlepper und Zugfahrzeuge.

Wählen wir dagegen eine Auslegung mit einem  $\varphi < 1$ , dann ist mit dieser Übersetzung bezüglich fahrbarer Bereiche kein Gewinn an Zugkraft oder Fahrgeschwindigkeit verbunden. Bezüglich der Fahrdynamik und des Fahrkennfelds ergibt sich keine Verbesserung. Diese Auslegung wird als **Schnellgangauslegung** bezeichnet. Eine entscheidende Verbesserung durch den Schnellgang haben wir jedoch beim Verbrauch.

Zeichnen wir nun unter die Motormomentkurven die **Muschelkennfelder** rein schematisch, so erkennt man, dass bei einem Betrieb im Schnellgang mit der dabei noch möglichen Fahrgeschwindigkeit, die unter der maximalen liegt, ein deutlich besserer Betriebspunkt des Motors gefahren werden kann als in dem Gang, in dem wir die maximale Fahrgeschwindigkeit erreichen.

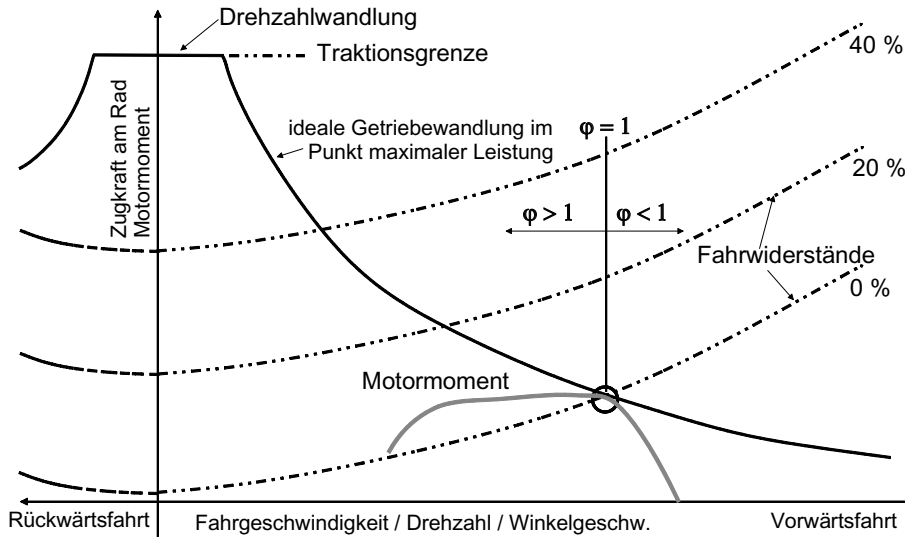


Bild 1.9: Schnellgangauslegung

Bild 1.10 zeigt die Verhältnisse im Motorverbrauchskennfeld. Entscheidend ist der **Leistungsbedarf** am Abtrieb. Dies bedeutet, dass als Vergleich die Linie konstanter Leistung entscheidend ist. Durch die unterschiedlichen Wirkungsgrade, mit denen insbesondere Verbrennungsmotoren arbeiten, wird eine bestimmte Leistung, die kleiner als die Maximalleis-

tung ist, bei verschiedenen Betriebspunkten (Drehmoment/Drehzahl) bereitgestellt.

Durch die unterschiedlichen Rahmenbedingungen ergeben sich für die denkbaren Betriebspunkte unterschiedliche spezifische Verbrauchswerte. Je nach Größe des Schnellganges und der Beschaffenheit des Muschelkennfeldes sind Verbrauchsreduzierun-

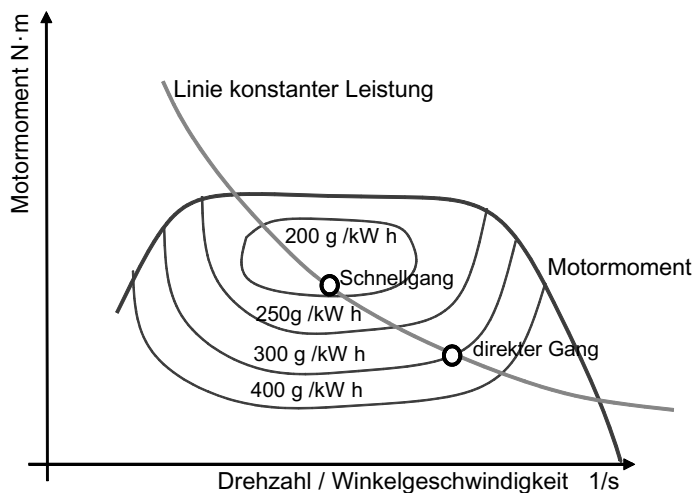


Bild 1.10: Schnellgangauslegung – Betrachtung im Motorkennfeld

gen für den gesamten Antriebsstrang in Höhe von 10 % darstellbar. Dieser hängt nun aber ausschließlich von den Wünschen und Anforderungen an Verbrauch und Fahrdynamik ab.

Es ist nämlich zu beachten, dass – fährt man in einem Schnellgang – die **Beschleunigungsreserve** minimiert wird, da man ein deutlich höheres Moment bei reduzierter Motordrehzahl fahren muss.

Im Nutzfahrzeug wird dies griffig auf die Formel gebracht: Geringere Drehzahl, größere Last. Für einen schnell fahrenden Pkw hat dies jedoch gravierende Nachteile hinsichtlich der Beschleunigungsreserve und damit für die Fahrdynamik. Grundsätzlich gilt bei Verbrennungsmotoren, dass ein möglichst hohes Moment die günstigsten Verbrauchswerte und damit die besten Wirkungsgrade liefert. Deshalb ist immer die längste Übersetzung, sofern sie fahrbar ist, als die verbrauchsgünstigste anzusehen. Dies ist im gesamten Fahrbereich der Fall und nicht nur im Schnellgangbereich. Die Relation trifft für jede Übersetzung zu. Wir haben somit eine weitere Anforderung an unser Getriebesystem: Wir müssen einen sog. **Schnellgang** realisieren. Damit können wir zusammenfassend die Aufgaben von Fahrzeuggetrieben auflisten:

1. Drehmoment-/Drehzahlwandlung zur Anpassung an die Fahrwiderstände und zum Befahren von Steigungen sowie zum Beschleunigen eines Fahrzeuges
2. Realisieren eines Schlupfbetriebes, damit bei laufendem Motor mit dem Fahrzeug angefahren werden kann
3. Ermöglichen einer Drehrichtungsumkehr des Abtriebs und damit einer Umkehr der Fahrtrichtung
4. Realisierung einer Übersetzung, die theoretisch eine größere Fahrgeschwindigkeit erlaubt, als auf Basis der Fahrleistung möglich ist (Schnellgang)

Betrachten wir nun unsere Fahrwiderstandsgleichung für den instationären Fall, so ergibt sich Folgendes:

$$\begin{aligned} (M_1 - J_1 \cdot \dot{\omega}_1) \cdot \frac{i}{r_{\text{dyn}}} \cdot \eta &= m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_R \\ &+ m \cdot g \cdot \sin \alpha \\ &+ c_W \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 + m \cdot b \cdot \chi \end{aligned} \quad (1.5)$$

Auf der Motorseite müssen wir das Motorträgheitsmoment multipliziert mit der Ableitung der Winkelgeschwindigkeit abziehen, denn dies ist die Energie, die der Motor benötigt, um seine eigenen rotatorischen Massen zu beschleunigen. Bei den Fahrwiderständen müssen wir den Beschleunigungswiderstand hinzuzählen. Dies ist nach dem Newton'schen Axiom das Produkt aus Fahrzeugmasse und Fahrzeugbeschleunigung.

In unserem Falle ist es aber so, dass viele Teile am Fahrzeug (Räder, Achsen, Gelenkwellen) natürlich proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit beschleunigt werden müssen. Diese Energie wird mit dem zusätzlichen Faktor  $\chi$  berücksichtigt.  $\chi$  ist für reale Fahrzeuge ein Wert zwischen 1,01 und 1,04. Man erhöht also theoretisch die Fahrzeugmasse, um diese rotatorischen Massen zu berücksichtigen.

Die Beschleunigung unseres Fahrzeuges ist natürlich umso größer, je kleiner die anderen Widerstände sind. Dies bedeutet, dass bei Steigung null das gesamte gewandelte Moment als Beschleunigung zur Verfügung steht. Unser Fahrzeug hat also bei minimaler Fahrgeschwindigkeit und idealer Getriebewandlung im Bereich der Traktionsgrenze seine maximale Beschleunigung. Der Momentenverlust beim Verbrennungsmotor ist natürlich sehr stark von der Hochlaufgeschwindigkeit abhängig. Insofern werden wir bei kleinen Übersetzungen sehr viel höhere Verluste haben und diese Reduktion des Momentes spüren als bei sehr großen Übersetzungen. Hier ist die Beschleunigungsänderung so minimal, dass praktisch das Motormoment effektiv am Getriebeeingang zur Verfügung steht.

Wir erkennen an dieser Grundgleichung für Fahrzeuge, dass der Rollwiderstand und der Luftwiderstand immer – auch bei Konstantfahrt in der Ebene – vorhanden sind. Beide Widerstände sind durch Reibung bedingt und die mechanische Energie wird in

Wenn wir uns die Leistungsanforderungen an ein Fahrzeug anschauen [Gleichung (1.5)], so erhalten wir eine Gleichung dritten Grades.

$$\begin{aligned} & P_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Antrieb}} \\ &= m \cdot g \cdot v \left( \cos \alpha \cdot f_R + \sin \alpha + \frac{\chi \cdot b}{g} \right) \\ &+ c_W \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^3 \end{aligned} \quad (1.6)$$

Das Diagramm zeigt die Leistungs- und Drehmomentencharakteristik eines Motors in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Die Y-Achse stellt das Drehmoment am Rad (Zugkraft in der Ebene) dar, die X-Achse die Fahrgeschwindigkeit. Die Kurven zeigen das Motormoment (durchgezogene Linie), die Fahrwiderstände (gestrichelte Linie) und die Traktionsgrenze (gestrichelte Linie). Die Steigung des Gefüges ist als  $m g \sin \alpha$  gekennzeichnet. Die Roll- und Luftwiderstände sind als  $m g \cos \alpha + c_w A (\rho / 2) v^2$  angegeben. Die Beschleunigung ist als  $a$  markiert. Die Punkte markieren die Drehzahlwandler, die ideale Getriebewandlung im Punkt maximaler Leistung und die noch mögliche Beschleunigung bei 20 %.

**Bild 1.11:** Fahrkennfeld bei idealer Getriebewandlung

Mit  $v = n_{\text{Rad}} \cdot U_{\text{Rad}}$  und

$$U_{\text{Rad}} = 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{dyn}} \Rightarrow$$

$$v = \frac{\pi \cdot r_{\text{dyn}} \cdot n_1}{i \cdot 30} \quad \left( \text{in } \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{mit } n_1 \text{ in } \frac{1}{\text{min}} \quad (1.7)$$

$$\text{und } F_{\text{Rad}} = \frac{M_1 \cdot n_1 \cdot \pi \cdot \eta}{v \cdot 30} \quad (\text{in N}) \quad (1.8)$$

Zur Verdeutlichung des Problems des Lieferkennfeldes und den Anforderungen des Fahrzeugs sind in Bild 1.11 für eine ideale Wandlung die einzelnen Terme aufgetragen. Nur in diesem Diagramm kann man die tatsächliche Leistungsfähigkeit eines Fahrzeugs in Form von Beschleunigung und Steigfähigkeit und evtl. auch Rückwärtsfahrfähigkeit ablesen. Das Getriebe stellt somit den Mittler zwischen Motor und Fahrzeug dar. Nicht ohne Grund gibt es auch das Fremdwort bzw. den englischen Ausdruck für Getriebe „Transmission“.

Ein Getriebe übersetzt also die Leistung des Motors in Form von Drehmoment und Drehzahl in Momente und Drehzahlen, die für das Fahrzeug passend sind. Idealerweise erfolgt dies mit möglichst geringem Wirkungsgradverlust. Zusätzlich erlaubt es auch noch das Verschieben des Motorbetriebspunktes durch eine sog. Schnellgangauslegung.

### 1.3 Wandlungsbereiche von Fahrzeuggetrieben

Unter einem Getriebewandlungsbereich versteht man das Verhältnis von maximaler Getriebeübersetzung zu minimaler Getriebeübersetzung. Dieser **Getrieberegelpbereich** wird mit  $I$  bezeichnet [Gleichung (1.9)].

Zu beachten ist bei dieser Definition, dass sich  $i_{\text{max}}$  und  $i_{\text{min}}$  nur auf die Momentenwandlung und im Grenzfall nicht auf die Drehzahlwandlung beziehen. Die Übersetzung  $i$  ist in diesem Falle definiert als Ausgangsmoment im Verhältnis zum Eingangsmoment.

$$I = \frac{i_{\text{max}}}{i_{\text{min}}} = \frac{\frac{r_{\text{dyn}}}{i_{\text{min}}}}{\frac{r_{\text{dyn}}}{i_{\text{max}}}} \quad (1.9)$$

Betrachten wir nun unsere physikalischen Grenzen, so können wir  $i_{\text{max}}$  anhand der geforderten Steigfähigkeit eines Fahrzeuges bestimmen. Hierzu ist es erforderlich, dass wir die Gleichung (1.3) entsprechend umformen und sowohl die Fahrgeschwindigkeit als auch die Beschleunigung im Falle der maximalen Steigfähigkeit mit dem Wert null annehmen. Mit Hilfe der Winkelfunktionen kann man  $\cos \alpha$  und  $\sin \alpha$  durch  $\tan \alpha$  ausdrücken:

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha}} \quad \text{und} \quad \sin \alpha = \frac{\tan \alpha}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha}}$$

Man erhält damit einen Ausdruck für die notwendige Gesamtübersetzung in Abhängigkeit von der Steigfähigkeit eines Fahrzeuges. Das Ergebnis dieser Umformung und die Auflösung nach  $i_{\text{max}}$  liefern uns Gleichung (1.10). Es ist üblich, den dynamischen Reifenhalmmesser mit in die Übersetzung einzubeziehen.

$$\left( \frac{i_{\text{max}}}{r_{\text{dyn}}} \right)_{\text{max}} = \frac{m \cdot g}{M_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Antrieb}}} \cdot \frac{f_R + (\tan \alpha_{\text{max}})}{\sqrt{1 + (\tan^2 \alpha_{\text{max}})}} \quad (1.10)$$

Bei der Steigfähigkeit ist es so, dass nur durch eine genügend große Wahl von  $i$  jede Steigung, sofern die Rutschgrenze nicht überschritten wird, befahren werden kann. Allradfahrzeuge, die im Gelände größere Steigungen befahren sollen, haben

daher in der Regel ein zusätzliches Reduktionsgetriebe.

Die Höhe der maximalen Fahrgeschwindigkeit dagegen wird nur durch die maximale Motorleistung bestimmt. Hier ist die Übersetzung nicht entscheidend. Die Größe der Übersetzung muss nur so gewählt werden, dass bei der – auf Grund der installierten Leistung – möglichen Geschwindigkeit auch die maximal vorhandene Motorleistung zur Verfügung steht. Wählt man die Übersetzung länger, dann sprechen wir von einem Schnellgang, wählt man diese kürzer, so kann man  $v_{\max}$  nicht fahren. Für die Betrachtung unserer minimalen Übersetzung wählen wir den Fall der maximalen Fahrgeschwindigkeit in der Ebene. Damit ist die Beschleunigung und die Steigfähigkeit null. Die gesamte Antriebsleistung wird durch Roll- und Luftwiderstand aufgebracht. Die Gleichung 3. Grades kann man mit der Cardani'schen Formel lösen.

$$P_{\max} \cdot \eta_{\text{Antrieb}} = m \cdot g \cdot f_R \cdot v_{\max} + \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot v_{\max}^3 \Rightarrow \left( \frac{i_{v \max}}{r_{\text{dyn}}} \right) = \frac{\omega_{\max}}{v_{\max}} \quad (1.11)$$

Ergänzen wir nun das gefundene Verhältnis mit unserem **Schnellgangfaktor**  $\varphi$ , so haben wir unsere minimale Wandlung. Diese ist auf Grund des Schnellgangfaktors willkürlich und ohne physikalische Forderungen gewählt. In der Regel hängt die Wahl des Faktors  $\varphi$  vor allem von der gewünschten Fahrdynamik ab. Soll diese sehr hoch sein, wird  $\varphi$  eher gegen 1 gehen, als wenn man sehr viel Wert auf günstige Verbrauchswerte legt. Da kann der Faktor  $\varphi$  in der Größe von 0,8 und noch kleiner liegen.

Völlig neue Bedingungen für die Auslegung des Schnellgangs ergeben sich aber, wenn man in der Lage ist, die Übersetzungen automatisch zu wechseln, und daher die Fahrdynamik durch das Wechseln der Übersetzung positiv beeinflussen kann. Vor

allem Automatgetriebe aller Bauarten nutzen diesen Effekt aus und schalten bei geringen Leistungsanforderungen immer in die kleinste auf Grund des Motordrehzahlverhaltens mögliche Übersetzung. Im Moment der Leistungsforderung erfolgt sofort eine Rückschaltung teilweise über mehrere Gangstufen. Diesen Effekt nutzen sehr konsequent stufenlose Getriebe aus. Nur durch Fahren des jeweils besten Motorbetriebspunktes ist es möglich, Verbräuche trotz des schlechteren Wirkungsgrades stufenloser Lösungen auf gleichem Niveau oder sogar günstiger zu erreichen. Hier spielt der Schnellgangeffekt eine entscheidende Rolle und wird in der Regel so groß wie möglich und fahrdynamisch vertretbar gewählt.

$$\left( \frac{i_{\min}}{r_{\text{dyn}}} \right)_{\min} = \frac{\omega_{\max}}{v_{\max}} \cdot \varphi \quad (1.12)$$

Wenn wir nun die beiden Bedingungen für minimale und maximale Wandlung zu einander ins Verhältnis setzen, so ergibt sich der Ausdruck nach Gleichung (1.13).

$$I = \frac{\frac{i_{\max}}{r_{\text{dyn}}}}{\frac{i_{\min}}{r_{\text{dyn}}}} = \frac{m \cdot g}{M_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Antrieb}}} \cdot \frac{f_R + (\tan \alpha_{\max})}{\sqrt{1 + (\tan^2 \alpha_{\max})}} \cdot \frac{v_{\max}}{\varphi \cdot \omega_{\max}} \quad (1.13)$$

$$I = \frac{v_{\max} \cdot m \cdot g}{M_{\text{Motor}} \cdot \omega_{\max} \cdot \varphi} \cdot \frac{f_R + (\tan \alpha_{\max})}{\sqrt{1 + (\tan^2 \alpha_{\max})}}$$

Gehen wir nun davon aus, dass normale Pkws etwa gleiche Steigungswerte erreichen, so können wir unsere Gleichung dahingehend vereinfachen, dass im Zähler die Fahrzeugmasse steht und im Nenner die effektive Motorleistung ( $M_{\text{Motor}} \cdot \omega_{\max}$ ). Dies bedeutet ganz einfach, dass bei großer Fahrzeugmasse und geringer Motorleistung eine große Übersetzung notwendig ist und umgekehrt bei kleiner Fahrzeugmasse und großer Motorleistung wesentlich kleinere

Übersetzungswerte ausreichen. Unsere maximale Getriebeübersetzung ergibt sich also aus dem Verhältnis zwischen Fahrzeugmasse und zur Verfügung stehender Motorleistung.

Damit kann man auch erkennen, dass z. B. Nutzfahrzeuge mit sehr großen Massen und im Verhältnis geringen Motorleistungen wesentlich größere Getriebeübersetzungen benötigen als Pkws. Die erreichbare Maximalgeschwindigkeit im Vergleich zur maximalen Steigfähigkeit definiert auch den Übersetzungsbereich  $I$ , wobei aber  $v_{\max}$  direkt von der Motorleistung abhängt. Die Steigfähigkeit beruht auf dem Antriebsprinzip des Fahrzeuges und der damit erreichbaren Antriebsachsbelastung.

Das Verhältnis von maximaler Getriebewandlung zu minimaler Getriebewandlung nennt man **Getriebespreizung**.

Die Übersetzung 1:1 – der direkte Durchtrieb – ist häufig mit der Übersetzung für die maximale Fahrgeschwindigkeit identisch, zumindest bei traditionellen Fahrzeugauslegungen, und wenn man diese Übersetzung  $i_{v_{\max}}$  auf die maximale Übersetzung bezieht, so erhält man die sog. Anfahrwandlung. Denn dies ist genau der Übersetzungsbereich  $I_{\min}$ , der die physikalischen Fahrgrenzen bestimmt.

## 1.4 Wirkungsgrad

Alle realen Getriebe haben Verluste, die sich je nach Bauart in Form von Drehmoment- oder Drehzahlverlust darstellen. Wirkungsgrad wird in der Technik definiert als das Verhältnis von abgegebener Leistung zu zugeführter Leistung. Leistung ergibt sich aus Drehmoment  $\times$  Winkelgeschwindigkeit. In Gleichung (1.14) ist die Formel zur Berechnung des Wirkungsgrades mit Beachtung der Drehrichtungen dargestellt.

$$\eta = \left| \frac{P_2}{P_1} \right| = - \frac{\vec{M}_2 \cdot \vec{\omega}_2}{\vec{M}_1 \cdot \vec{\omega}_1} \quad \text{bzw.} \quad \eta = - \frac{\vec{M}_2 \cdot \vec{\omega}_2}{\vec{M}_1 \cdot \vec{\omega}_1} \quad (1.14)$$

Da die Leistung durch das Getriebe hindurchfließen muss, so ist es sinnvoll, insbesondere bei leistungsverzweigten Getrieben die Leistungsflussrichtung mit anzugeben. Normalerweise wird der Wirkungsgrad als Betrag von Ausgangsleistung zu **Eingangsleistung** berechnet. Betrachtet man jedoch die entsprechenden Vorzeichen der Vektoren – sowohl Drehmoment als auch Winkelgeschwindigkeit haben Richtungen – so muss der Wirkungsgrad als negativer Wert definiert werden, da die **Ausgangsleistung** grundsätzlich negativ ist. Bei den Richtungen handelt es sich beim Torsionsmoment nur um links- oder rechtsdrehend. Dasselbe gilt für die Drehzahl.

Der Einfachheit halber wird daher die Momentenrichtung mit positiv und negativ bezeichnet; dasselbe gilt für die Drehrichtung. Diese Vorzeichen beziehen sich nur auf die Drehrichtung der Drehzahl und auf die Drehrichtung des Drehmomentes. An Stelle von positiv und negativ könnte man auch die Begriffe links- oder rechtsdrehend verwenden.

## 1.5 Einteilung der Kennungswandler für Fahrzeuge

Getriebe für Fahrzeuge haben, wie in den Kapiteln 1.2 und 1.3 ausgeführt, besondere Anforderungen an die Übersetzung, den Wechsel der Übersetzung und die Grenzwerte der Wandlung. Eine fahrzeugspezifische Forderung ist ein **Schlupfzustand** (Anfahren), da der Verbrennungsmotor erst bei Drehzahlen oberhalb seiner Leerlaufdrehzahl Leistung abgeben kann. Weiterhin erfordert ein Fahrzeug die Anpassung der Geschwindigkeit an die Verkehrsbedingungen (Beschleunigen, konstante Geschwindigkeit und Verzögern). Für die Entwickler der ersten Autos war es nahe liegend, stufenlose mechanische Getriebe einzusetzen. Der Erfolg war wegen der Verschleißproblematik und der damit ungenügenden Zuverlässigkeit gering. *Wilhelm Maybach* gelang es mit der Erfindung des Stufenwechselgetriebes, den Grundstein für die heute noch verwendeten Getriebebauarten zu legen. Sein Kon-

zept mit **Zahnradstufen** und einem **schlupfenden Anfahrlement** ist noch immer das gängigste Getriebekonzept. Der Übertragungswirkungsgrad einer Zahnradstufe wird mit keiner anderen Technologie erreicht.

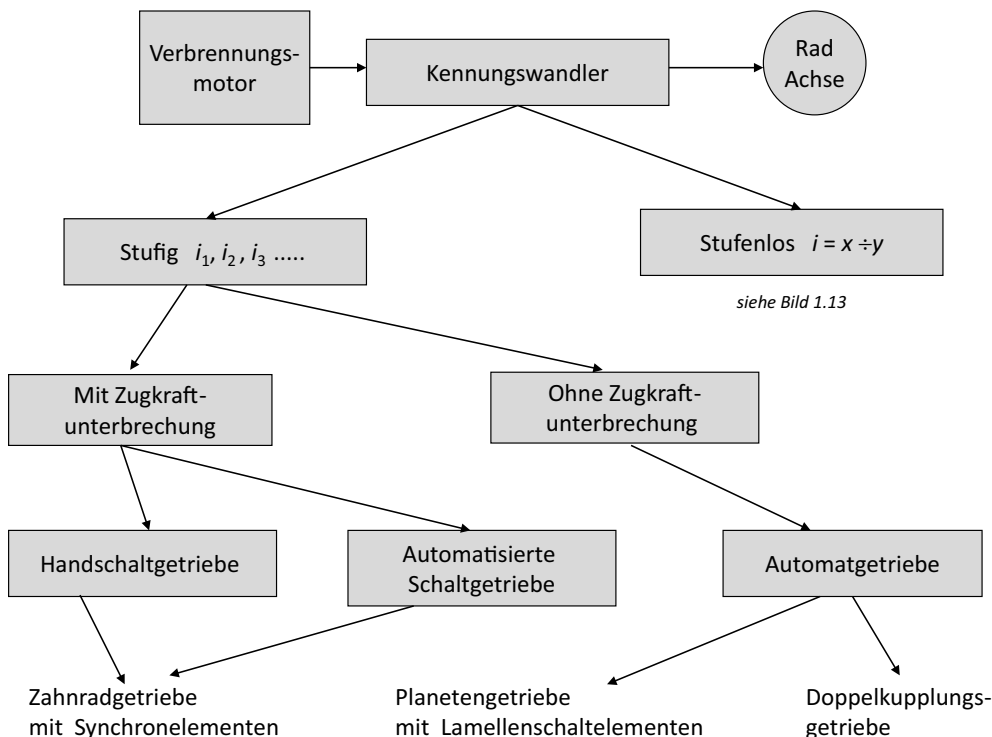
Mit der Einführung fester Übersetzungen, die man als **Gänge** bezeichnet, ergibt sich beim Fahrzeug die Problematik des „Schaltens“, also des Wechsels der Gänge. Vor allem beim Beschleunigen kommt es beim Gangwechsel zu einer Unterbrechung der Zugkraft, die bei einer Automatisierung des Schaltvorganges als **Ruck** empfunden wird.

Für die Akzeptanz von **Automatgetrieben** (Getriebe, die selbsttätig schalten) war es daher eine zwingende Anforderung, den Gangwechsel ohne Unterbrechung der Zugkraft zu realisieren. Diese Ent-

wicklung führte zu den **Wandlerautomatgetrieben** in Planetenradbauweise und in neuerer Zeit zu den **Doppelkupplungsgetrieben**. Man kann die Getriebe mit „Gangstufen“ in die Kategorie mit Unterbrechung der Zugkraft (Kap. 4) und ohne Unterbrechung der Zugkraft (Kap. 5) einteilen (Bild 1.12).

Die **automatisierten Schaltgetriebe** (ASG) gehören zu der Gruppe mit Unterbrechung der Zugkraft und konnten sich beim Pkw wegen des Schaltrucks nicht durchsetzen. Bei Nutzfahrzeugen sind die Anforderungen an die Dynamik und den Komfort geringer. Wirkungsgrade sowie Zuverlässigkeit haben hier einen höheren Stellenwert, sodass heute die automatisierten Schaltgetriebe in Westeuropa bereits weit verbreitet sind.

Die ideale Lösung ist eine stufenlose Verstellmöglichkeit der Übersetzung. Neben dem Wegfall der Unterbrechung und der damit verbundenen



**Bild 1.12:** Einteilung der Kennungswandler für Fahrzeuge