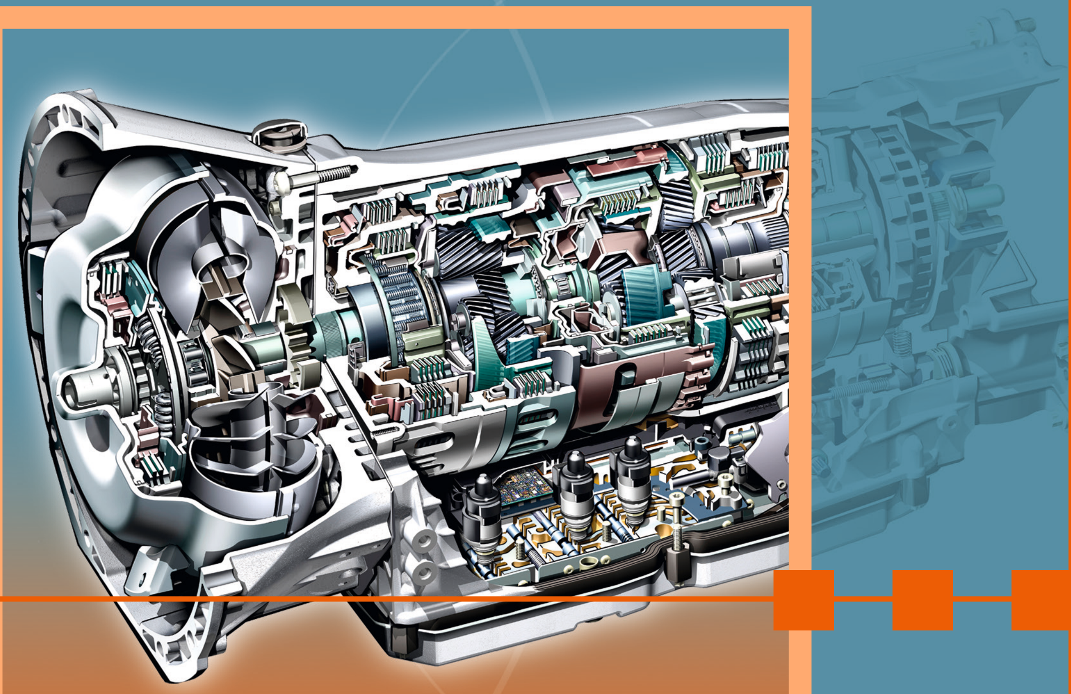
Werner Klement

Fahrzeuggetriebe

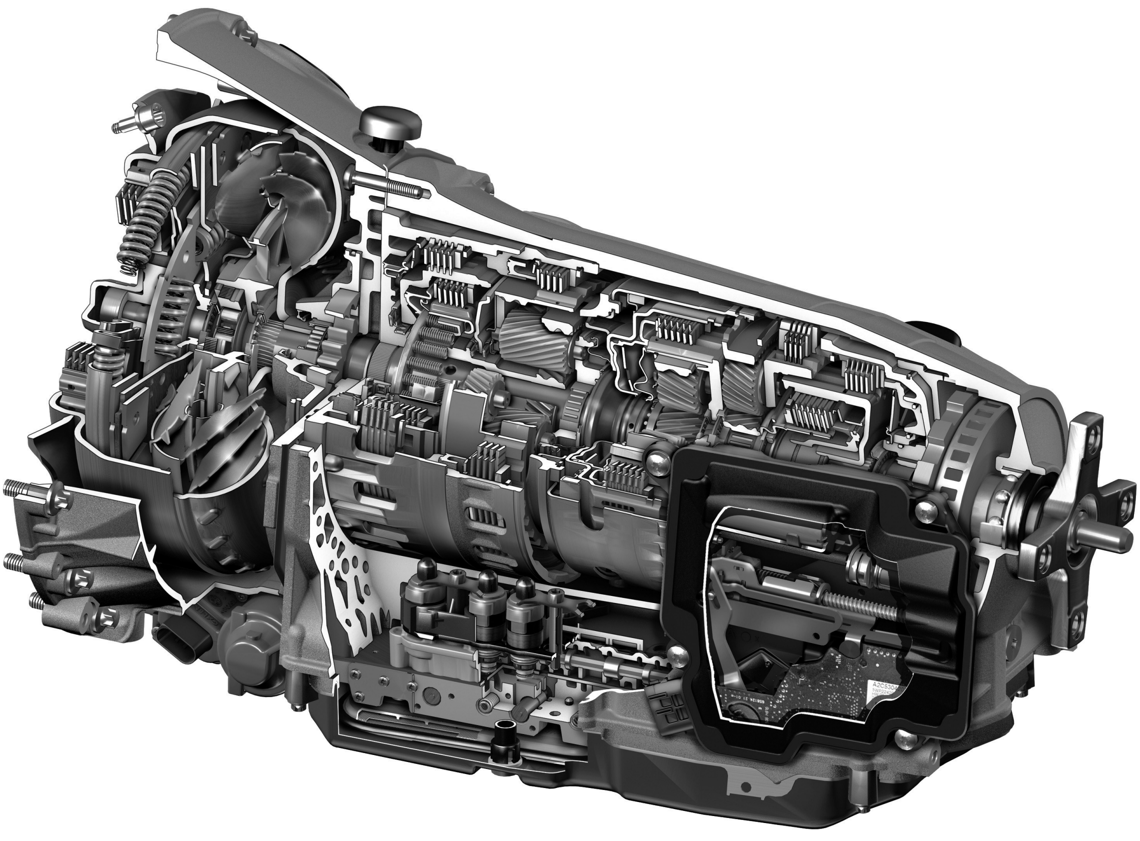


4., aktualisierte und erweiterte Auflage

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

MIX
Papier aus verantwortungsvollen Quellen
FSC® C013736

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

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, sodass ihm eine unabhängige Bewertung und Einordnung der derzeit laufenden Entwicklungen und angebotenen Konzepte möglich ist. Ich habe versucht, 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 *Brigitte*, 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

Verwendete Formelzeichen

A	Frontfläche	(m^2)	r_{dyn}	Dynamischer Reifenradius	(m)
b, a	Fahrzeugbeschleunigung	(m/s)	t	Zeit	(s)
c_U	Umfangsgeschwindigkeit	(m/s)	U_{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^2)	(m/s^2)	α	Steigungswinkel	(°)
i	Übersetzung	–	η	Wirkungsgrad	–
I	Regelbereich	–	λ	Leistungsaufnahme	–
K	Verlustbeiwert	–	μ	Drehmomentwandlung	–
M	Drehmoment	(N · m)	ν	Drehzahlverhältnis	–
n	Drehzahl	(1/s)	π	3,141 592 653 6 . . .	–
P	Leistung	(W, kW)	ρ	Dichte	(kg/m^3)
Q	Förderstrom	(l/min)	φ	Schnellgangfaktor	–
Q_V	Schaltarbeit	(J)	χ	Rotationsmassenzuschlag	–
r_A; r_i	Belagradien	(m)	ω	Winkelgeschwindigkeit	(1/s)

1 Die Notwendigkeit eines Fahrzeuggetriebes

1.1 Definition „Getriebe“

Zieht man die Literatur zu Rate, so findet man verschiedene Definitionen für Getriebe. Von *R. Francke* stammt aus dem Buch vom Aufbau der Getriebe, erschienen im VDI-Verlag im Jahre 1958, folgende Definition:

„Ein Getriebe ist eine Vorrichtung zur Koppelung und Umwandlung von Bewegungen und Energien beliebiger Art.“

Nach Dubbel, 14. Auflage, ergibt sich folgende Definition:

„Getriebe sind Systeme zum Wandeln oder Übertragen von Bewegungen und Energien. Sie bestehen wenigstens aus drei Gliedern, eines davon muss als Gestell festgelegt sein. Hinsichtlich Vollständigkeit unterscheidet man die kinematische Kette, den Mechanismus und das Getriebe. Der Mechanismus entsteht aus der Kette, wenn von dieser ein Glied als Gestell gewählt wird. Das Getriebe entsteht aus dem Mechanismus, wenn dieser an einem oder mehrere Glieder angetrieben wird.“

Beide Definitionen sind relativ schwierig zu verstehen und zu interpretieren. Es sei deshalb an dieser Stelle der Versuch gestattet, eine einfache Definition für Getriebe zu finden.

1. Getriebe übertragen mechanische Leistung.
2. Getriebe wandeln Kräfte/Drehmomente und Geschwindigkeiten/Winkelgeschwindigkeiten.
3. Das Verhältnis von Ausgangsleistung zu Eingangsleistung im realen Fall wird als Wirkungsgrad bezeichnet.

In der Technik gibt es zwei große Gruppen von Getrieben. Es handelt sich um die **gleichförmigen** Getriebe und die **ungleichförmigen** Getriebe.

Betrachten wir zunächst ein Beispiel für ein gleichförmiges Getriebe mit einer **geradlinigen Bewegung**. Bild 1.1 zeigt ein Schraubgetriebe, das eine **Rotationsbewegung** ω_1 in eine Translationsgeschwindigkeit v_2 umsetzt. Zwischen ω_1 und v_2 besteht ein fester Zusammenhang. Zu einer bestimmten **Winkelgeschwindigkeit** gehört auch eine ganz bestimmte Translationsgeschwindigkeit. Diese zwei Werte hängen direkt zusammen. Wir haben hier den Fall einer konstanten Umwandlung.

Im Bild 1.2 ist ein Kurbeltrieb dargestellt. Dies ist ein sehr wichtiges Prinzip in der Technik, da es eine hin- und hergehende Bewegung in eine Rotationsbewegung umwandelt oder, im umgekehrten Fall, eine Rotationsbewegung in eine hin- und hergehende Bewegung. Beispiele hierfür sind der Schubkurbelantrieb einer Dampflokomotive, der **Kurbeltrieb** in einem Verbrennungsmotor, ein Kolbenkompressor usw. Bei diesem Getriebe ändert sich während einer **Periode** die Geschwindigkeit v_2 trotz konstanter Winkelgeschwindigkeit ω_1 sowohl **betragsmäßig** als auch in ihrer Richtung. Nach einer Umdrehung wiederholt sich das Ganze ent-

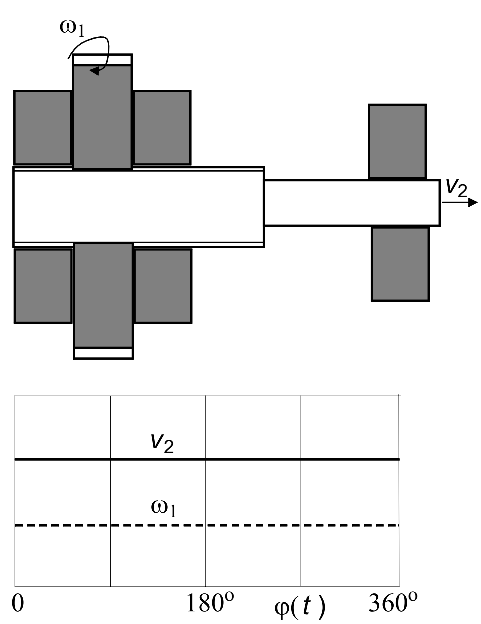


Bild 1.1: *Geradliniges gleichförmiges Getriebe [57]*

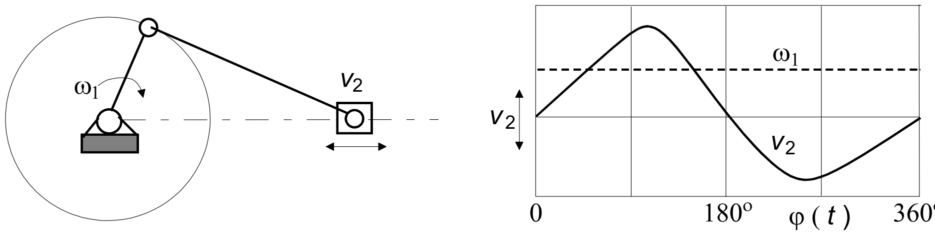


Bild 1.2: *Geradliniges ungleichförmiges Getriebe [57]*

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 ω_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 ω_2. In diesem Falle haben wir es mit einer drehenden Abtriebsbewegung zu tun, die aber ungleichförmig ist.

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 ω_2 zu ω_1 konstant.

Für Fahrzeuggetriebe im Leistungsfluss zwischen Motor und Achse interessieren nur die gleichförmigen Getriebe mit einer drehenden Abtriebsbewegung. Das Verhältnis von ω_2 zu ω_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

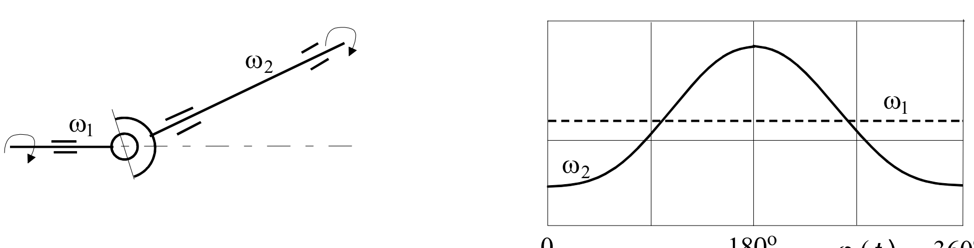


Bild 1.3: *Drehendes ungleichförmiges Getriebe*

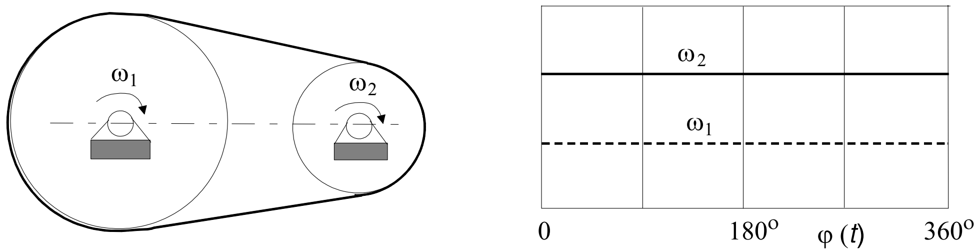


Bild 1.4: *Drehendes gleichförmiges Getriebe*

Eingangsleistung als M_1 multipliziert mit ω_1, und wir erhalten die Ausgangsleistung als Drehmoment M_2 multipliziert mit ω_2. Für i können wir einmal das Verhältnis der Drehmomente annehmen oder das Verhältnis der Drehzahlen.

Dies bedeutet $i = M_2/M_1$ oder ω_1/ω_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 Zahnradgetrieben 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:

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

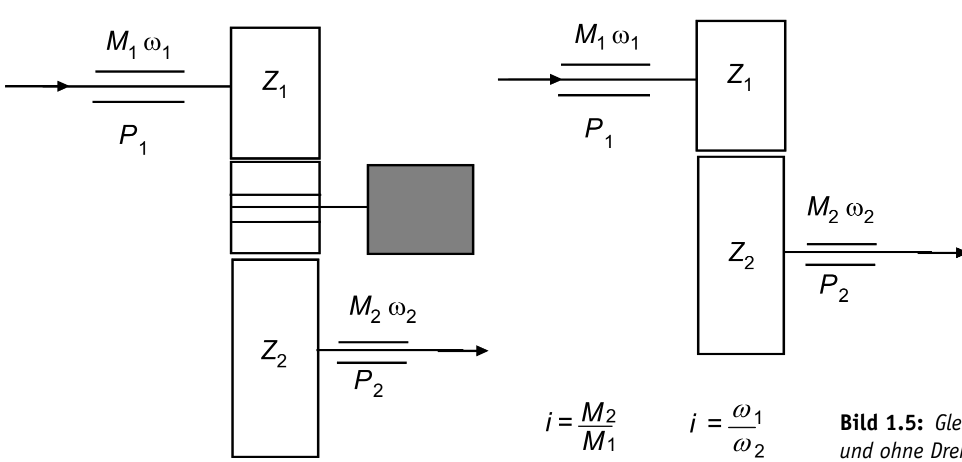


Bild 1.5: *Gleichförmige Getriebe mit und ohne Drehrichtungsumkehr*

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:

$$\eta = \frac{P_{\text{Abtrieb}}}{P_{\text{Antrieb}}} = \frac{\left|M_2 \cdot \omega_2\right|}{\left|M_1 \cdot \omega_1\right|}\,. \tag{1.1}$$

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

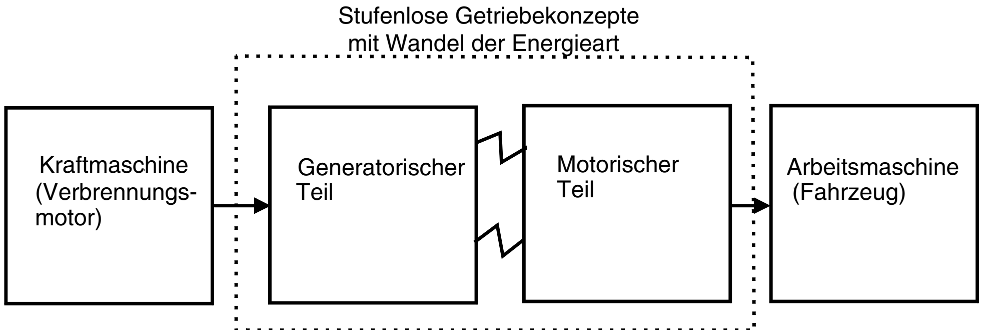


Bild 1.6: *Getriebeprinzip mit Energieumwandlung*

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 Fahrzeugs übereinstimmt. Betrachten wir zunächst das Anforderungsprofil eines Fahrzeuges. Allgemein bekannt ist die Formel zur Berechnung der **Fahrwiderstände:**

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

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 Fahrgeschwindigkeit 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 × 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-

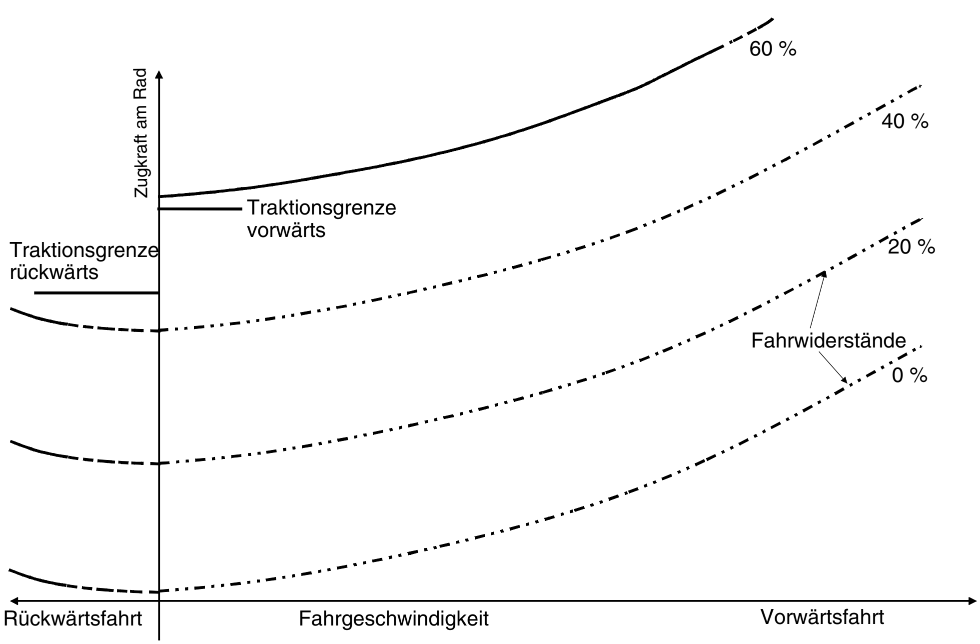


Bild 1.7: *Schematische Fahrwiderstandskennlinien*

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).

$$M_1 \cdot \frac{i}{r_{\text{dyn}}} \cdot \eta = m \cdot g \cdot \cos\alpha \cdot f_{\text{R}} + m \cdot g \cdot \sin\alpha + c_{\text{W}} \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \qquad (1.3)$$

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)].

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

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 Traktionsgrenze 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 Mindestdrehzahl 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 Automatgetrieben 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-

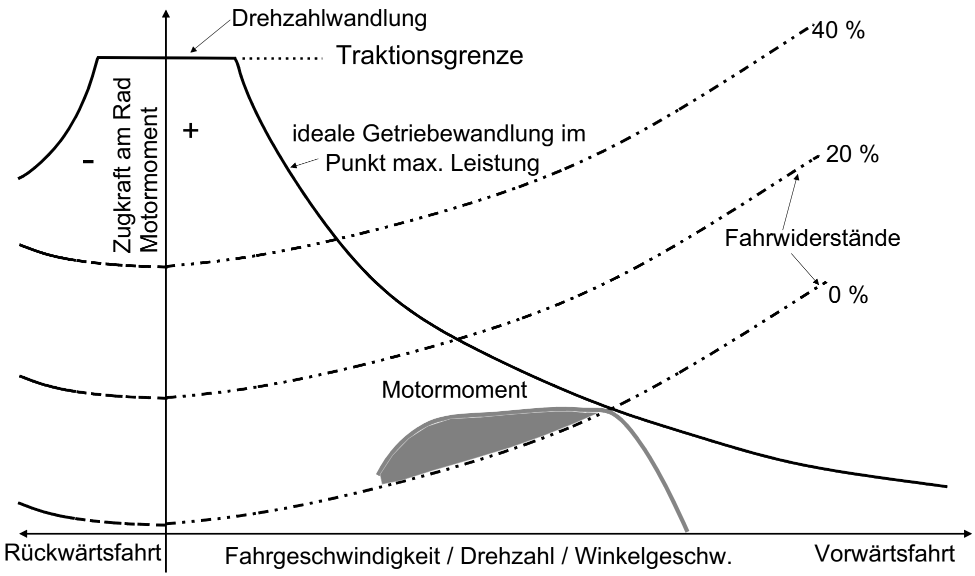


Bild 1.8: *Ideale Getriebewandlung*

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 φ 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.

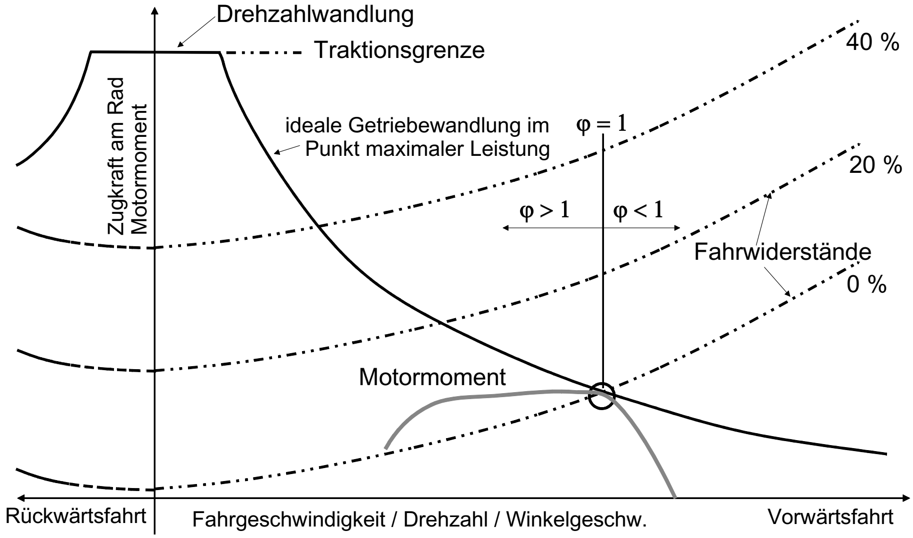


Bild 1.9: *Schnellgangauslegung*

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 Maximalleistung 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-

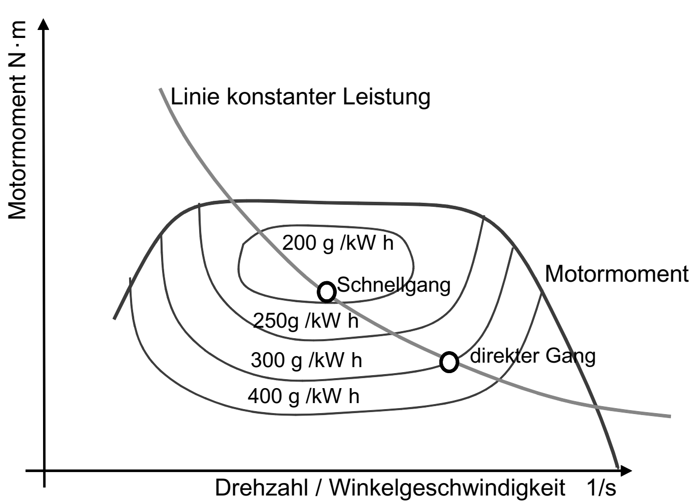


Bild 1.10: *Schnellgangauslegung – Betrachtung im Motorkennfeld*

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:

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

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 χ berücksichtigt. χ 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

Wärmeenergie umgewandelt. Diese Energien können praktisch nicht zurückgewonnen werden. Der **Steigungswiderstand** dagegen und der **Beschleunigungswiderstand** sind im Fahrzeug gespeicherte Energien. Steigung speichern wir in einer Höhe, die wir z. B. später wieder ausnutzen können. Denkt man also über Energierückgewinnungssysteme nach, so kann im Prinzip nur die in der Fahrgeschwindigkeit gespeicherte Energie – erzeugt durch den Beschleunigungswiderstand – in Frage kommen. Die Speicherung der Lageenergie (Steigungswiderstand) erfolgt völlig automatisch.

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

$$M_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta = m \cdot g \cdot v \left(\cos\alpha \cdot f_R + \sin\alpha + \frac{\chi \cdot b}{g} \right) + c_W \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^3$$

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

Da die Übersetzungsfaktoren nichts mit der Leistung zu tun haben, nur der Wirkungsgrad des Antriebsstranges geht verlustmindernd ein, aber nicht die Übersetzung, so ist es möglich, die maximale Fahrgeschwindigkeit, ohne dass irgendeine Übersetzung bekannt ist, zu ermitteln. Setzt man für den Radumfang $2\pi \cdot r_{\text{dyn}}$ ein, so erhält man mit Hilfe der Zugkraftgleichung und der Bedingung, dass die Fahrgeschwindigkeit der Abtriebsdrehzahl entsprechen muss, zwei Gleichungen (1.7) und (1.8), die für das praktische Rechnen einen sinnvollen Zusammenhang darstellen.

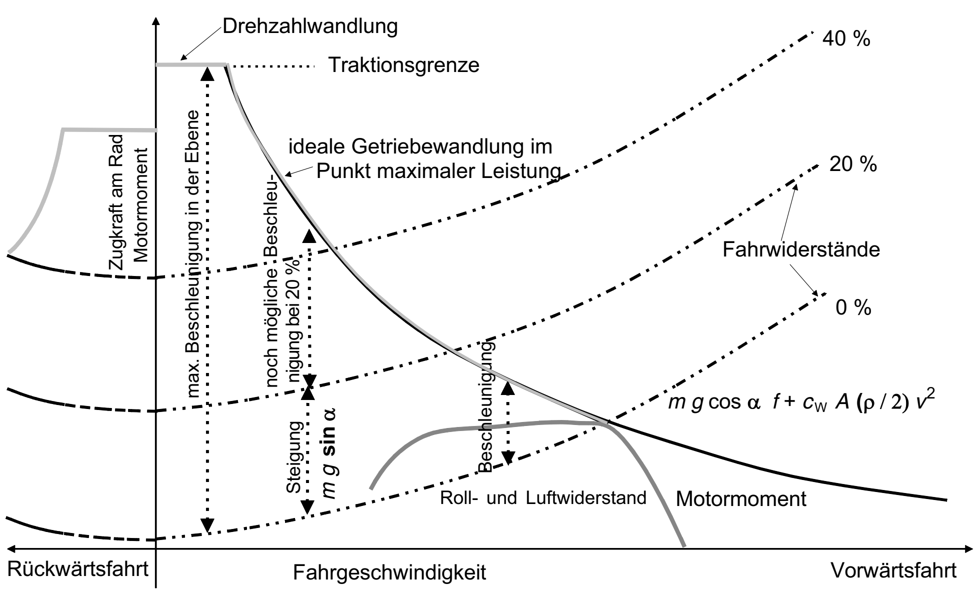


Bild 1.11: *Fahrkennfeld bei idealer Getriebewandlung*

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

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

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

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

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

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 **Getrieberegelbereich** wird mit I bezeichnet [Gleichung (1.9)].

Zu beachten ist bei dieser Definition, dass sich i_{max} und i_{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.

$$I = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{\dfrac{i_{max}}{r_{dyn}}}{\dfrac{i_{min}}{r_{dyn}}} \tag{1.9}$$

Betrachten wir nun unsere physikalischen Grenzen, so können wir i_{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_{max} liefern uns Gleichung (1.10). Es ist üblich, den dynamischen Reifenhalbmesser mit in die Übersetzung einzubeziehen.

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

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 aufgebraucht. Die Gleichung 3. Grades kann man mit der Cardani'schen Formel lösen.

$$P_{max} \cdot \eta_{Antrieb} = m \cdot g \cdot f_R \cdot v_{max} + \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot v_{max}^3 \Rightarrow$$

$$\left(\frac{i_{v\,max}}{r_{dyn}}\right) = \frac{\omega_{max}}{v_{max}} \tag{1.11}$$

Ergänzen wir nun das gefundene Verhältnis mit unserem **Schnellgangfaktor** φ, 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 φ vor allem von der gewünschten Fahrdynamik ab. Soll diese sehr hoch sein, wird φ eher gegen 1 gehen, als wenn man sehr viel Wert auf günstige Verbrauchswerte legt. Da kann der Faktor φ in der Größe von 0,8 und noch kleiner liegen.

Völlig neue Bedingungen für die Auslegung des Schellgangs 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.

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

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).

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

$$I = \frac{v_{max} \cdot m \cdot g}{M_{Motor} \cdot \omega_{max} \cdot \varphi} \cdot \frac{f_R + \left(\tan\ \alpha_{max}\right)}{\sqrt{1 + \left(\tan^2 \alpha_{max}\right)}} \tag{1.13}$$

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 ($M_{Motor} \cdot \omega_{max}$). 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 × Winkelgeschwindigkeit. In Gleichung (1.14) ist die Formel zur Berechnung des Wirkungsgrades mit Beachtung der Drehrichtungen dargestellt.

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

$$= -\frac{\overleftarrow{M}_2 \cdot \vec{\omega}_2}{\vec{M}_1 \cdot \vec{\omega}_1} \qquad (1.14)$$

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-