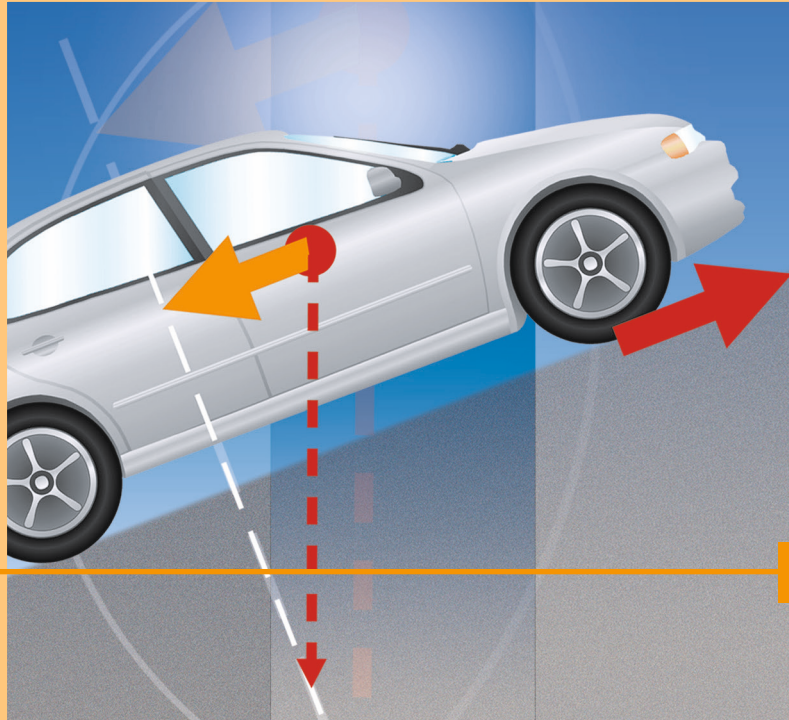


Karl-Ludwig Haken

Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik

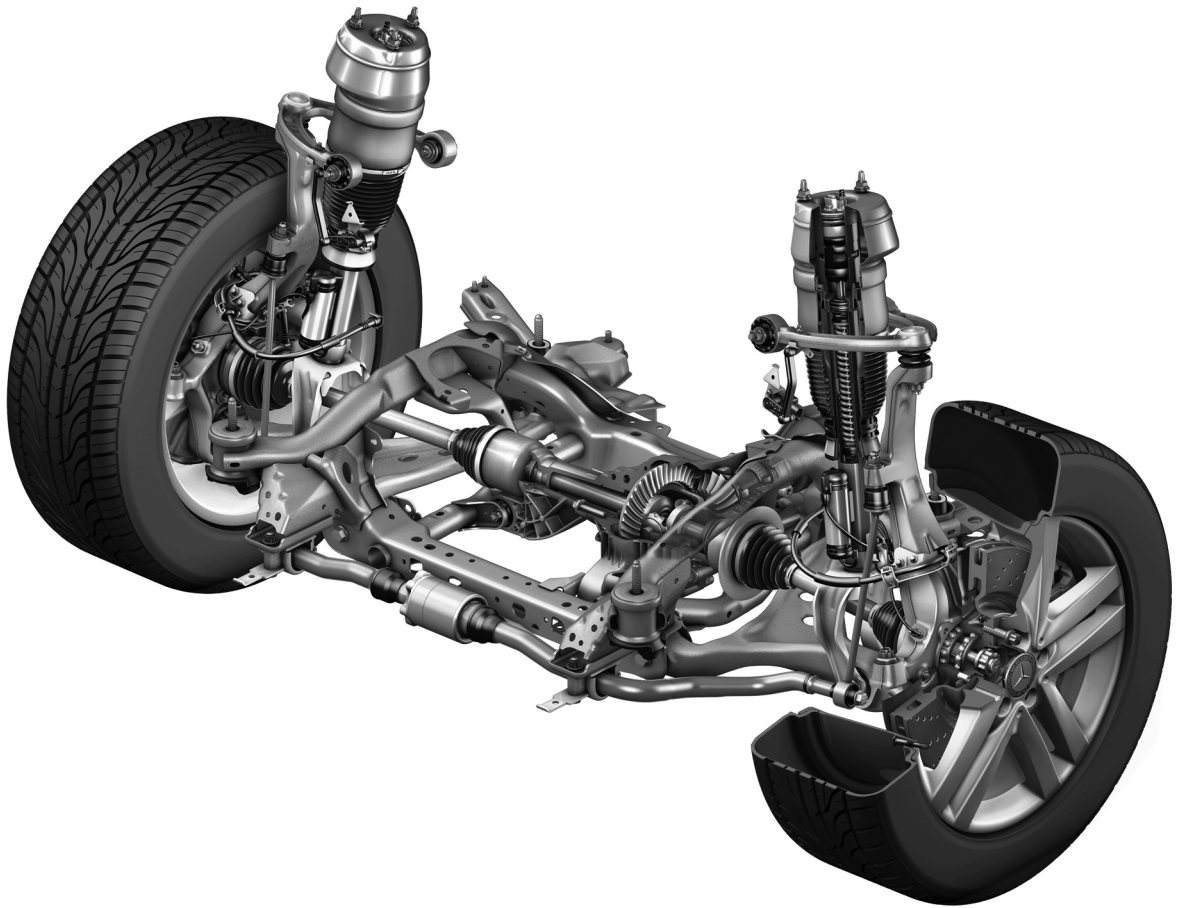


5., aktualisierte Auflage

HANSER

Haken
Grundlagen der
Kraftfahrzeugtechnik

Fahrzeugtechnik



Karl-Ludwig Haken

Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik

5., aktualisierte Auflage

Mit 141 Bildern und 36 Tabellen
sowie 20 Übungsaufgaben

HANSER

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. Karl-Ludwig Haken

Prof. Dipl.-Ing. Werner Klement

Hochschule Esslingen, Fakultät Fahrzeugtechnik

Autor:

Prof. Dr.-Ing. Karl-Ludwig Haken

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 978-3-446-45412-5

E-Book-ISBN 978-3-446-45570-2

Bild Seite 2: 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.

© 2018 Carl Hanser Verlag München

www.hanser-fachbuch.de

Lektorat: Ute Eckardt

Herstellung: Katrin Wulst

Satz: Beltz Bad Langensalza GmbH, Bad Langensalza

Druck und Bindung: Kösel, Krugzell

Printed in Germany

Vorwort

Das Kraftfahrzeug ist über 130 Jahre alt, dennoch kann seine Entwicklung keinesfalls als abgeschlossen betrachtet werden. Es gilt nach wie vor, die Sicherheit und die Umweltverträglichkeit weiter zu steigern. Hierbei ergeben sich durch die immer noch wachsenden Möglichkeiten der Elektronik auf der einen Seite und durch die Entwicklung neuer Materialien auf der anderen Seite ständig weitere Entwicklungsmöglichkeiten. Der Beruf der Fahrzeugingenieure bleibt daher spannend.

Dennoch können die Ingenieure die neuen Möglichkeiten nur nutzen, wenn sie die Grundlagen des Kraftfahrzeugs beherrschen. Mit einem Beispiel möchte ich dies verdeutlichen: Durch den Einsatz einer Unterbodenverkleidung lässt sich der Luftwiderstand reduzieren, auf der anderen Seite erhöht sich hierdurch die Fahrzeugmasse. Ein geringerer Luftwiderstand führt zu einer Verbrauchsreduzierung, eine Erhöhung der Fahrzeugmasse hingegen zu einer Vergrößerung des Verbrauchs. Möchte man nun bereits während der Entwicklung des Fahrzeugs die Auswirkung dieser Maßnahme auf den Verbrauch richtig abschätzen, muss man den Fahrwiderstand in Abhängigkeit vom Fahrzustand berechnen können. Hieraus lässt sich dann die jeweils erforderliche Motorleistung bestimmen. Je nach gewählter Übersetzung von Achs- und Schaltgetriebe ergeben sich eine andere Motordrehzahl, damit ein anderer Betriebspunkt im Motorkennfeld und auch ein anderer Streckenverbrauch. Ich denke, dieses Beispiel zeigt deutlich, dass man die Zusammenhänge verstehen muss, um diese Aufgabe erfolgreich lösen zu können. Daher werden bei der Ausbildung von Fahrzeugingenieuren nach wie vor die Grundlagen des Kraftfahrzeugs ausgiebig behandelt.

Als Dozent werde ich häufig nach Büchern zu den Grundlagen des Kraftfahrzeugs gefragt. Meine Empfehlungen diverser Bücher zum Thema Kraftfahrzeug stellten meine Studierenden nicht immer voll zufrieden. Entweder waren ihnen die Bücher zu spezifisch auf einzelne Spezialgebiete ausgerichtet oder erschienen ihnen zu theoretisch. So entstand dieses vorliegende Buch, das sich in erster Linie an Studierende richtet, aber sicherlich auch im späteren Berufsleben noch öfters hilfreich sein dürfte. Dem Wunsch, unterschiedlichen Ansprüchen gerecht zu werden, soll dadurch Rechnung getragen werden, dass vereinfachte und wissenschaftlich möglichst exakte Betrachtungen in jeweils separaten Unterkapiteln zusammengefasst sind.

Herzlich bedanken möchte ich mich bei allen, die zum Gelingen dieses Buches beigetragen haben. Dies sind alle genannten und nicht genannten Firmen und die dahinter stehenden Personen, die mir geeignete Bilder und technische Beschreibungen zur Verfügung gestellt haben. Besonderer Dank gilt dem Carl Hanser Verlag, vertreten durch *Ute Eckardt* und *Katrin Wulst*, die mich mit Geduld, Rat und Tat bei der Gestaltung des Buches unterstützt haben. Bedanken möchte ich mich auch bei meinem Kollegen und Mitherausgeber *Werner Klement* und bei meinen Studierenden, die mich ermutigt haben, dieses Buch zu schreiben. Ganz besonders bedanken möchte ich mich bei meiner Familie und meinen Freunden für die Rücksichtnahme und für die Korrektur meines Manuskripts.

Falls Sie Anregungen zur Verbesserung dieses Buches haben, lassen Sie es mich wissen. Nun wünsche ich Ihnen viel Spaß beim Lesen!

Esslingen, im Dezember 2017 *Karl-Ludwig Haken*

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	9			
2	Gesamtfahrzeug	11			
	2.1 Koordinatensysteme	11			
	2.2 Wichtige Maße	12			
	2.3 Aufteilung in Baugruppen	14			
3	Antrieb	15			
	3.1 Antriebskonzepte.....	15			
	3.2 Ausführungen und Kombinationen von Antriebsmaschinen.....	18			
	3.3 Speicherung der Antriebsenergie	22			
	3.4 Antriebsstrang, Kennungswandler für Verbrennungsmotoren.....	24			
	3.4.1 Anordnung, Aufbau, Funktion	24			
	3.4.2 Ausführungen von Kupp- lungen und Wandlern.....	26			
	3.4.3 Ausführungen von Getrieben	29			
	3.4.4 Ausführung des Differenzials	34			
4	Fahrwerk	36			
	4.1 Räder und Reifen	36			
	4.1.1 Anforderungen an den Reifen	36			
	4.1.2 Reifenaufbau	37			
	4.1.3 Reifenabmessungen und Reifenkennzeichnungen	38			
	4.1.4 Räder	42			
	4.1.5 Eigenschaften des Reifens bezüglich des Kraftschlusses	43			
	4.1.6 Reifenverhalten bei reiner Längs- oder Seitenkraft	46			
	4.1.7 Reifenverhalten bei Über- lagerung von Längs- und Seitenkraft	56			
	4.1.8 Dynamisches Reifenverhalten	58			
	4.1.9 Federeigenschaften des Reifens	60			
	4.2 Bremsen	61			
	4.2.1 Einteilung	61			
	4.2.2 Aufgaben der Bremsanlage ..	64			
	4.2.3 Aufbau der Bremsanlage	64			
	4.2.4 Bauarten von Brems- anlagen	69			
	4.3 Radführungen.....	77			
	4.3.1 Aufbau von Radführungen ..	78			
	4.3.2 Bauarten von Radführungen	78			
	4.3.3 Achskinematik	87			
	4.3.4 Achselastokinematik	95			
	4.4 Lenkung	97			
	4.4.1 Anforderungen an die Lenkung.....	97			
	4.4.2 Aufbau der Lenkung.....	98			
	4.4.3 Hilfskraftlenkung.....	103			
	4.4.4 Lenkungen mit variabler Übersetzung	107			
	4.5 Federung und Dämpfung	109			
	4.5.1 Aufgaben der Federung	109			
	4.5.2 Bauarten von Federn.....	111			
	4.5.3 Schwingungsdämpfer	121			
5	Aufbau/Karosserie	127			
	5.1 Bezeichnungen der einzelnen Bauteile einer Pkw-Karosserie	127			
	5.2 Aufbaukonzepte.....	127			
	5.3 Aufbauvarianten	132			
6	Elektrik/Elektronik	133			
	6.1 Bordelektrik	133			
	6.2 Elektronik-Bussysteme	133			
7	Fahrwiderstand	137			
	7.1 Radwiderstand.....	137			
	7.1.1 Rollwiderstand	137			
	7.1.2 Schwallwiderstand	142			
	7.1.3 Lagerreibung	142			
	7.1.4 Vorspurwiderstand	144			
	7.1.5 Kurvenwiderstand	145			
	7.1.6 Federungswiderstand	148			
	7.1.7 Gesamter Radwiderstand.....	149			
	7.2 Luftwiderstand	150			
	7.2.1 Fahrzeugumströmung	150			

7.2.2	Luftwiderstand bei Wind- stille	151	9.3	Beschleunigungsfähigkeit	195
7.2.3	Luftwiderstand bei natürlichem Wind	153	9.4	Sonderfall: Motor im Schubetrieb..	197
7.3	Steigungswiderstand	155	9.5	Genauere Betrachtung	199
7.4	Beschleunigungswiderstand.....	156	10 Kraftstoffverbrauch	203	
7.5	Zughakenwiderstand.....	158	10.1	Kenngößen	203
7.6	Gesamtfahrwiderstand	160	10.2	Normverbrauch	205
7.7	Fahrwiderstandsleistung	160	10.3	Berechnung des Streckenverbrauchs	207
7.8	Experimentelle Ermittlung des Fahrwiderstands	162	10.4	Verbrauchsgünstige Übersetzung und Fahrweise	209
7.8.1	Ermittlung des Radwiderstands mittels Prüfvorrichtung	162	11 Fahrdynamik – Fahrleistungen begrenzt durch Kraftschluss	214	
7.8.2	Ermittlung des Luftwider- stands im Windkanal.....	163	11.1	Längsdynamik	214
7.8.3	Ermittlung des Steigungs- widerstands.....	166	11.1.1	Dynamische Radlasten beim Beschleunigen, Bremsen, Steigungs- und Gefällefahrt	214
7.8.4	Ermittlung des Beschleuni- gungswiderstands.....	167	11.1.2	Bestimmung des Nick- winkels	218
7.8.5	Ermittlung des Fahrwider- stands und einzelner Anteile mit dem Fahrzeug auf der Teststrecke	167	11.1.3	Maximale Beschleunigungs- und Steigfähigkeit auf- grund des Kraftschlusses ..	219
8 Antriebskennfeld	170	11.1.4	Erforderlicher Kraftschluss beim Antreiben	222	
8.1	Erforderliche Antriebskraft und Antriebsleistung an den Antriebs- rädern	170	11.1.5	Bremsverhalten	223
8.2	Ideale Antriebskennung	170	11.1.5.1	Ideale Bremskraftvertei- lung/idealer Allrad- antrieb.....	223
8.3	Reale Kennfelder von Fahrzeug- motoren	172	11.1.5.2	Auslegung der installierten Bremskraftverteilung.....	227
8.4	Annäherung des Antriebskennfelds an das ideale Kennfeld mittels Anfahrkupplung und Stufengetriebe	176	11.1.5.3	Das Antiblockiersystem (ABS), Bremskraftminderer und die elektronische Bremskraftverteilung.....	229
8.5	Leistungsfluss mit Verlusten	180	11.1.5.4	Erforderlicher Kraftschluss beim Bremsen	236
8.6	Getriebeabstufung.....	182	11.1.5.5	Mögliche Abbremsung ohne blockierte Räder bzw. ohne aktives ABS	237
8.7	Beispiel.....	186	11.1.5.6	Brems- und Anhalteweg....	238
8.8	Besonderheiten bei der Verwendung eines Drehmomentwandlers beim Anfahren	188	11.1.5.7	Zusammenhang zwischen Bremskraft und Fußkraft...	243
9 Fahrleistungen, begrenzt durch Motorleistung	191	11.1.5.8	Bremsleistung und Brems- energie	245	
9.1	Höchstgeschwindigkeit.....	191			
9.2	Steigfähigkeit	193			

11.2	Querdynamik	245	12	Übungsaufgaben	281
11.2.1	Eigenlenkverhalten	248	12.1	Beispielfahrzeuge.....	281
11.2.2	Wankwinkel bei stationärer Kurvenfahrt	254	12.2	Aufgaben.....	285
11.2.3	Dynamische Radlasten beim Vierradfahrzeug bei stationärer Kurvenfahrt	259	12.2.1	Aufgaben zum Fahrwider- stand.....	285
11.2.4	Auswirkungen der Radlast- änderungen bei Kurven- fahrt auf die übertrag- baren Seitenkräfte.....	262	12.2.2	Aufgaben zur Höchst- geschwindigkeit	286
11.2.5	Möglichkeiten zur Beein- flussung des Eigenlenk- verhaltens beim Vierrad- fahrzeug	264	12.2.3	Aufgaben zur Steig- und Beschleunigungsfähigkeit ..	287
11.2.6	Querdynamik bei Nutzfahr- zeugen	268	12.2.4	Aufgaben zum Kraftstoff- verbrauch.....	292
11.3	Vertikaldynamik.....	270	12.2.5	Aufgaben zum Brems- verhalten	293
11.4	Fahrdynamikregelsysteme.....	275	12.3	Lösungen.....	297
			13	Literaturverzeichnis	305
			14	Formelzeichenverzeichnis	306
			15	Sachwortverzeichnis	310

1 Einführung

Was verstehen wir unter dem Begriff „Kraftfahrzeug“? Um es von anderen Verkehrsmitteln zu unterscheiden, wird es wie folgt definiert:

Ein **Kraftfahrzeug** ist ein

- maschinell angetriebenes
- selbstfahrendes (automobiles)
- nicht schienengebundenes

} Landfahrzeug.

In diesem Buch sind die Grundlagen zu **Personenkraftwagen**, **Lastkraftwagen** und **Omnibussen** erläutert. Um den Umfang nicht zu sprengen, werden Motorräder und Anhänger nur am Rande behandelt.

Einteilung in Fahrzeugklassen

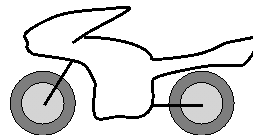
Straßenfahrzeuge dienen zum Transport von Personen und Gütern, dennoch werden sehr unterschiedliche Anforderungen an sie gestellt. Bei **Nutzfahrzeugen** spielen ökonomische Gesichtspunkte eine dominante Rolle, d. h., hier sind Nutzraum und Nutzlast zu maximieren sowie Energieverbrauch und Unterhaltsaufwendungen zu minimieren. Die Fahrleistungen und die Fahrsicherheit werden hierbei auch unter ökonomischen Gesichtspunkten gesehen, da durch kürzere Fahrzeiten Kosten gespart werden können.

Bei Pkws sind die Kundenwünsche weit vielfältiger. So sind neben dem Nutzraum auch Design, Fahrleistungen, Fahrverhalten, Image, Insassenfallschutz und Komfort wichtige Kriterien, die von jedem Kunden sehr unterschiedlich gewichtet werden. Besonders an Bedeutung zugenommen haben aktive Systeme, die das Fahrverhalten in kritischen Situationen verbessern und damit zur Vermeidung von Unfällen beitragen können. Sämtliche fahrzeugseitigen Maßnahmen, die zur Vermeidung von Unfällen beitragen, werden unter dem Begriff „**aktive Sicherheit**“ zusammengefasst. Die „**passive Sicherheit**“ dient hingegen dazu, die Folgen für die Insassen bei einem Unfall so gering wie möglich zu

halten. Hierzu zählen beispielsweise die Fahrzeugkarosserie mit definierten Knautschzonen, Airbags, und aktive Pre-crash-Maßnahmen, die heute auch eindeutig Kaufkriterien sind. Die Aufteilung in aktive und passive Sicherheit wurde übrigens erst 1964 von dem italienischen Journalisten LUIGI LOCATI vorgeschlagen. Obwohl diese Begriffe unter Wissenschaftlern umstritten sind, haben sie sich rasch im Kraftfahrzeug-Vokabular etabliert.

Um diesen unterschiedlichen Kundenwünschen Rechnung zu tragen, existiert eine Vielzahl von unterschiedlichen **Antriebs-** und **Fahrwerkskonzepten** sowie **Aufbauten**. Diese werden in den Kapiteln 3, 4 und 5 behandelt. Darüber hinaus werden Straßenfahrzeuge für stark unterschiedliche Einsatzzwecke (z. B. Personenbeförderung, Warentransport, Arbeitsmaschinen) gebaut. Damit die Gesetzgebung diesem gerecht werden kann, wurden die Straßenfahrzeuge von der **Economic Commission of Europe** (ECE) nach folgendem Schema eingeteilt:

Klasse L:



Kraftfahrzeuge mit weniger als 4 Rädern: **Krafträder, Dreiräder**

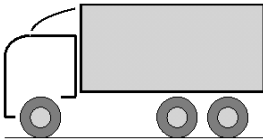
Stufung	Bauart	Hubraum	Höchstgeschwindigkeit
L ₁	Zweirädrig	≤ 50 cm ³	≤ 50 km/h
L ₂	Dreirädrig	≤ 50 cm ³	≤ 50 km/h
L ₃	Zweirädrig	> 50 cm ³	> 50 km/h
L ₄	dreirädrig, asymmetrisch zur Fahrzeuglängsachse	> 50 cm ³	> 50 km/h
L ₅	dreirädrig, symmetrisch zur Fahrzeuglängsachse	> 50 cm ³	> 50 km/h

Klasse M:

Zur Personenbeförderung bestimmte Kraftfahrzeuge mit mindestens 4 Rädern

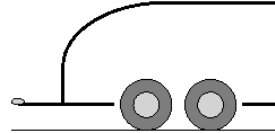
Stufung	Führersitz + Sitzplätze	Gesamtmasse
M ₁	1 ≤ 9	
M ₂	> 9	≤ 5 t
M ₃	> 9	> 5 t

Fahrzeuge der Klassen M₂ und M₃ werden noch weiter unterteilt (bei Bedarf bitte beachten!).

Klasse N:

Zur Güterbeförderung bestimmte Kraftfahrzeuge mit mindestens 4 Rädern.

Stufung	Gesamtmasse
N ₁	≤ 3,5 t
N ₂	> 3,5 t und ≤ 12 t
N ₃	> 12 t

**Klasse O:
Anhänger und Sattelanhänger**

Stufung	Gesamtmasse
O ₁	≤ 0,75 t
O ₂	> 0,75 t und ≤ 3,5 t
O ₃	> 3,5 t und ≤ 10 t
O ₄	> 10 t

Fahrzeuge der Klassen M, N oder O können für spezielle Aufgaben ausgerüstet sein (z. B. Caravan).

Weitere Klasseneinteilungen gibt es für Land- und Forstwirtschaftsfahrzeuge und für Offroadfahrzeuge (Klasse G).

Bei den jeweiligen Gesetzen werden diese Bezeichnungen verwendet, ohne die Abkürzungen Pkw, Nkw usw. anzugeben.

2 Gesamtfahrzeug

2.1 Koordinatensysteme

Beim Fahrzeug benötigen wir ein Koordinatensystem, wenn wir zum Beispiel die Fahrzeugbewegung beschreiben oder in der Konstruktion die Lage der einzelnen Bauteile definieren wollen. Aufgrund der stark variierenden Anwendungsfälle sind hierbei unterschiedliche Koordinatensysteme gebräuchlich, wobei stets

- der Ursprung auf die Fahrzeugmittelebene gelegt wird,
- die x -Achse der Fahrzeuglängsachse entspricht,
- die y -Achse der Fahrzeugquerachse und
- die z -Achse der Fahrzeughochachse.

In der Berechnung und beim Fahrzeugversuch bietet sich das in der **DIN 70000** definierte Koordinatensystem an, vgl. Bild 2.1 links. Der Ursprung liegt im Schwerpunkt, die x -Achse zeigt in Fahrtrichtung, die y -Achse nach links und die z -Achse nach oben.

Dieses Koordinatensystem kann allerdings in der Fahrzeugkonstruktion nicht angewendet werden, da zunächst die Lage des Schwerpunkts nicht bekannt ist. Daher wird in der Konstruktion gewöhnlich ein Punkt im Bereich der Fahrzeugfront als Ursprung verwendet, z. B. die Vorderachse. Damit die Koordinaten der meisten Bauteile positive Werte haben, zeigt jetzt die x -Achse nach hinten, die y -Achse nach rechts und die z -Achse nach oben, vgl. Bild 2.1 Je nach Fahrzeughersteller können allerdings

auch von diesen abweichende Koordinatensysteme angewendet werden. Daher muss bei der Angabe von Fahrzeugkoordinaten stets das dazugehörige System angegeben werden.

Da ein Körper im Raum 3 **translatorische** und 3 **rotatorische Freiheitsgrade** hat, betrachten wir zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung die Bewegung in Richtung der 3 Achsen und die Drehung um die 3 Achsen. Die hierbei üblichen Begriffe zur Bezeichnung dieser Bewegungen sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst.

Tabelle 2.1: Definitionen zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung

	x -Achse	y -Achse	z -Achse
Bewegung in Richtung der	Fahren (Zucken, Rucken)	Schieben	Federn
Drehung um die	Wanken bzw. Rollen → Wankwinkel φ	Nicken → Nickwinkel θ	Gieren → Gierwinkel ψ

In diesem Buch wird der Ursprung in den Schwerpunkt gelegt, die x -Achse zeigt in Fahrtrichtung, die y -Achse nach rechts und die z -Achse nach unten. Durch diese Wahl entsteht beim Beschleunigen ein positiver **Nickwinkel**, wie in Bild 2.2 erkennbar ist.

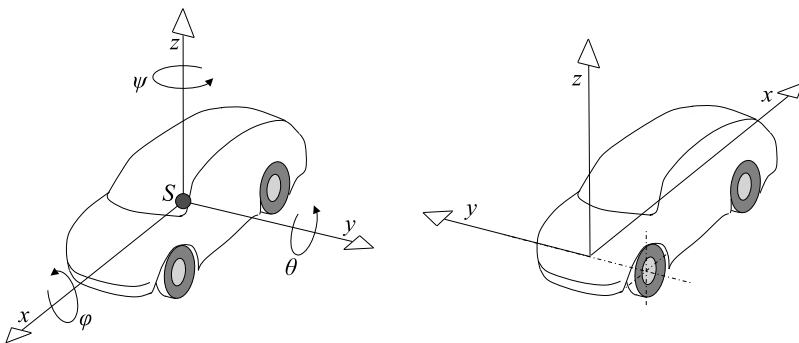


Bild 2.1: Koordinatensystem entsprechend DIN 70000 (links) und in der Konstruktion angewendetes Koordinatensystem (rechts)

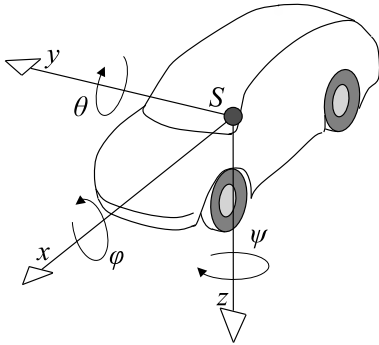


Bild 2.2: In diesem Buch verwendetes Koordinatensystem

2.2 Wichtige Maße

In Bild 2.3 sind die wichtigsten Maße am Fahrzeug eingetragen. Bei den Hauptabmessungen ist zu beachten, dass die Fahrzeugbreite ohne Außenspiegel bestimmt wird.

Für die Fahrdynamik interessieren der **Radstand** l , die **Spurweiten** b und die Lage des **Schwerpunkts**. Da die Räder nicht zwingend senkrecht zur Fahrbahn stehen, sondern unter einem **Sturzwinkel**

(vgl. Kap. 4.1.6 und 4.3.3), werden die Spurweiten auf Höhe der Fahrbahn zwischen den theoretischen Radaufstands-Mittelpunkten ermittelt, vgl. Bild 2.3. Die Lage des Schwerpunkts wird durch die **Schwerpunkthöhe** und die in x -Richtung gemessenen Abstände des Schwerpunkts zur Hinter- und Vorderachse angegeben, die mit l_h und l_v bezeichnet werden. Vereinfacht wird der Schwerpunkt als in der Fahrzeugmittelebene liegend angenommen.

Möchte man auch den Einfluss der **Aerodynamik** auf die **Fahrdynamik** berücksichtigen, so benötigt man neben den Windkräften auch deren Angriffspunkte. Diese werden idealisiert in einem Punkt angenommen, der als **Druckpunkt** D bezeichnet wird. Bei einer symmetrischen Karosserie wirkt die Luftwiderstandskraft ohne Seitenwind in Fahrzeugmitte. Daher wird D auf die Fahrzeugmittelebene gelegt. Bei Seitenwind interessiert die Lage des Druckpunkts in x -Richtung. Je weiter der Druckpunkt vor dem Schwerpunkt liegt, desto größer wird das erzeugte **Giermoment**, das das Fahrzeug aus dem Wind dreht. Die Seitenwindempfindlichkeit nimmt damit zu. Daher wird der Abstand zwischen D und S in x -Richtung zur Lagebeschreibung des

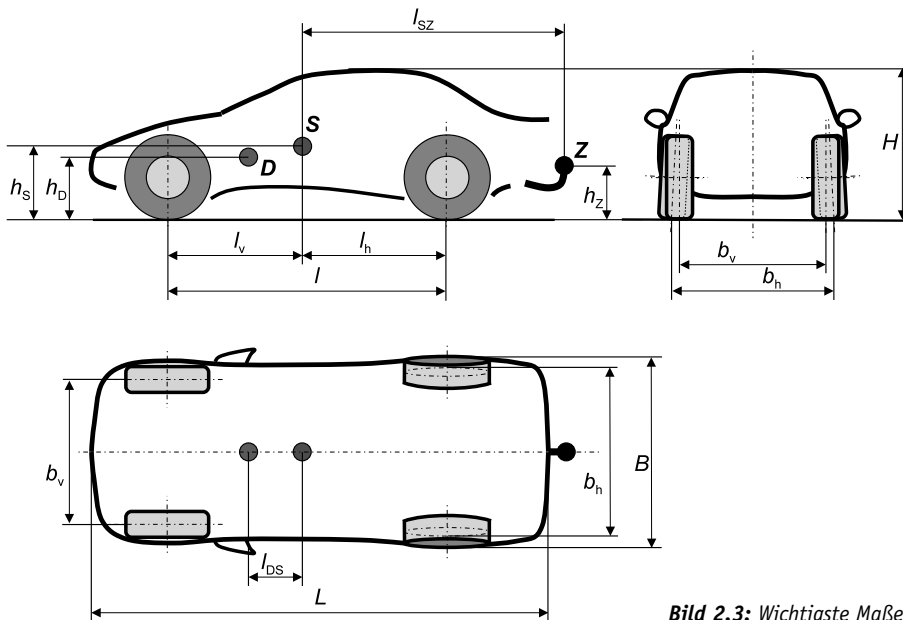


Bild 2.3: Wichtigste Maße am Fahrzeug

Druckpunkts verwendet und mit l_{ds} bezeichnet. Im Druckpunkt wirkt zusätzlich die gesamte **Auftriebskraft**. Aus der resultierenden Kraft aus Luftwiderstand und Auftrieb und den tatsächlich an den Achsen auftretenden Auftriebskräften lässt sich die Höhe des Druckpunkts relativ zur Fahrbahn ermitteln, die mit h_0 bezeichnet wird.

Im Anhängerbetrieb wirken zusätzliche Kräfte auf das Zugfahrzeug. Diese greifen im Anhängerkugelpunkt an, den wir als **Zughaken** Z bezeichnen. Zur Beschreibung der Lage von Z werden der Abstand in x -Richtung zum Schwerpunkt, der mit l_{zs} bezeichnet wird, und die Höhe h_z oberhalb der Fahrbahn verwendet. (Da die Anhängervorrichtung in Fahrzeugmittelebene angebaut wird, entfällt eine Angabe in Fahrzeugquerrichtung).

Weiter interessieren uns die in Bild 2.4 dargestellten Abmessungen am Rad. Der **Außendurchmesser** D_a ist zusammen mit der **Reifenbreite** interessant bei der Gestaltung des Radhauses und führt durch die **Reifeneinfederung** f zu dem **Abstand** r_{stat} zwischen Radachse und Fahrbahn. Dieser Abstand nimmt aufgrund der Fliehkraft mit steigender Geschwindigkeit etwas zu. Statisch steht daher nur im Gegensatz zum **dynamischen Radhalbmesser** r_A (häufig auch mit r_{dyn} bezeichnet), der aus dem **Ab-**

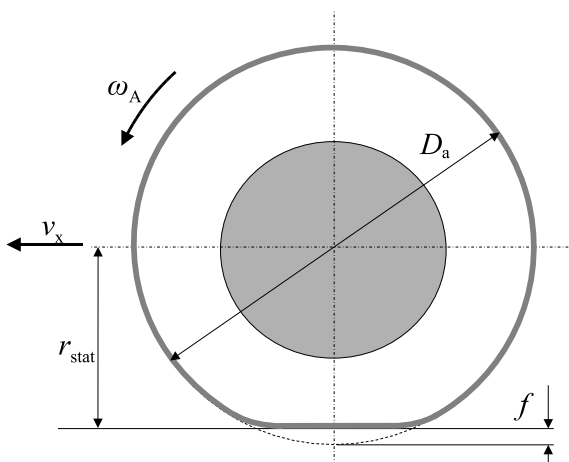


Bild 2.4: Abmessungen am Rad

rollumfang U_A berechnet wird:

$$r_A = \frac{U_A}{2\pi} \quad (= r_{dyn}) \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Für Fahrleistungsbetrachtungen interessiert nur der dynamische Radius r_A . Wollen wir nämlich die **Fahrgeschwindigkeit** v_x aus der **Radkreisfrequenz** ω_R berechnen, so gilt unter Vernachlässigung des **Schlupfes** (vgl. Kap. 4.1.6):

$$v_x = \omega_R \cdot r_A \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Bei der Fahrleistungsrechnung interessiert häufig die Umrechnung zwischen dem an der Antriebsachse anliegenden **Antriebsmoment** M_A und der **Antriebskraft** F_A . Wie wir aus der Physik wissen, gilt für die Leistung:

$$P = F_A \cdot v_x = M_A \cdot \omega_R \quad (\text{Gl. 2.3})$$

bzw. mit Gl. (2.2)

$$F_A = M_A \cdot \frac{\omega_R}{v_x} = \frac{M_A}{r_A} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

d. h., auch hier müssen wir den dynamischen Radhalbmesser r_A verwenden.

Am Beispiel eines Reifens der Dimension 195/65 R15, der nach Norm auf eine Felge der Größe 6J \times 15 montiert wird, zeigt sich der Unterschied zwischen den einzelnen Radhalbmessern. Die im Folgenden grau unterlegt angegebenen Werte können der DIN 70020 bzw. den Tabellenhandbüchern der Reifenhersteller entnommen werden.

Außendurchmesser $D_a = 645 \text{ mm}$ \rightarrow Außenradhalbmesser $r_a = \frac{645}{2} \text{ mm} = 322,5 \text{ mm}$

Abrollumfang $U_A = 1935 \text{ mm}$ \rightarrow dynamischer Rad-

halbmesser $r_A = \frac{1935}{2\pi} \text{ mm} \approx 308 \text{ mm}$

statischer Radhalbmesser $r_{\text{stat}} = 290 \text{ mm}$

Wir erkennen: $r_a > r_A > r_{\text{stat}}$.

Setzen wir den dynamischen Radhalbmesser auf 100 %, so beträgt der Außenradhalbmesser 104,7 % und der statische Radhalbmesser 94,2 %. Durch Einsetzen des falschen Radhalbmessers können wir bei der Fahrleistungsrechnung einen Fehler von ca. 5 % verursachen.

Wer es genauer betrachten möchte:

Gelegentlich wird in der Literatur zur Umrechnung von Antriebsmoment in Antriebskraft die Verwendung des Abstandes zwischen Radachse und Fahrbahn vorgeschlagen, da sich dies aus der Momentenbeziehung am starren Rad ergibt. Hierbei wird aber außer Acht gelassen, dass sich der Reifen unter der Einwirkung einer Längskraft verformt. Dadurch wandert der Angriffspunkt der von der Fahrbahn auf den Reifen wirkenden Normalkraft in Längsrichtung und erzeugt ein zusätzliches Moment, wie in Kap. 7.1.1 im Zusammenhang mit dem Rollwiderstand gezeigt wird.

2.3 Aufteilung in Baugruppen

Das **Gesamtfahrzeug** wird häufig in folgende **Baugruppen** aufgeteilt:

- Karosserie,
- Antrieb,
- Fahrwerk.

Zusätzlich sind noch die **Elektrik** und **Elektronik** in allen drei Baugruppen integriert. In Tabelle 2.2 sind die wichtigsten **Fahrzeugbauteile** den genannten Baugruppen zugeordnet. Bei bestimmten Bauteilen, wie der Pedalerie ist eine eindeutige Zuordnung nicht möglich, diese Bauteile sind in der Tabelle kursiv gedruckt.

Tabelle 2.2: Aufteilung des Fahrzeugs in drei Baugruppen

Karosserie	Antrieb	Fahrwerk
Rohkarosserie inkl. Türen, Hauben und evtl. Verdeck Verglasung Dichtungen Tür- und Haubenschlösser Scheibenwischanlage Beleuchtungseinrichtungen Zierleisten Stoßfänger Instrumente Sitze Innenausschlag- und -verkleidungen, Teppiche Heizung und Klimatisierung <i>Pedalerie</i> <i>Batterie, Elektrik und Elektronik</i>	Motor inkl. Ansaug- und Auspufftrakt Motorkühlung Energiespeicher Drehzahl-Drehmomentwandler (z. B. Kupplung und Schaltgetriebe) evtl. Kardanwelle Antriebswellen <i>Elektrik und Elektronik</i>	Reifen und Räder Radführungen Federn und Dämpfer Bremsanlage Lenkung <i>Elektrik und Elektronik</i>

Die **Karosserie** trägt mit knapp 50 % zum Fahrzeuggesamtgewicht bei. Der **Antrieb** macht ca. 30 % aus, das restliche Gewicht kann dem **Fahrwerk** zugeordnet werden.

3 Antrieb

Durch die Erfindung von **Kraftmaschinen** in den letzten beiden Jahrhunderten waren die Voraussetzungen für die Erfindung des Kraftfahrzeugs geschaffen. Auch heute nach über 100 Jahren Automobilbau kann die Entwicklung des **Fahrzeugantriebs** noch keinesfalls als abgeschlossen betrachtet werden. An den Antrieb werden einige Anforderungen gestellt. Die wichtigsten sind nachfolgend zusammengefasst. Der Begriff „**ausreichende Antriebsleistung**“ kann sehr unterschiedlich interpretiert werden. Die hier angegebenen Werte sind so gewählt, dass die zulässigen Geschwindigkeiten auch auf Straßen mit üblichen Steigungen gefahren werden können. Bei Nutzfahrzeugen liegen die auf die Fahrzeugmasse bezogenen Leistungen deutlich darunter, hier ist ein Abfall der Geschwindigkeit in der Steigung normal.

Anforderungen an den Antrieb:

- ausreichende Leistung (Leistungsgewicht heute bei Pkw üblich: < 25 kg/kW),
- maximale Leistung möglichst wenig geschwindigkeitsabhängig,
- Leistungsabgabe schnell variierbar (von Schubtrieb bis Volllast),
- hohe Leistungsdichte des Antriebs (Leistung/Bauraum),
- geringes Leistungsgewicht des Antriebs (Gewicht Antriebsaggregat/Leistung),
- hohe Energiedichte des Energiespeichers,
- guter Wirkungsgrad,
- geringe Schadstoffemission,
- geringe Geräuschemission,
- geringe Schwingungen,
- zuverlässig,
- hohe Lebensdauer,
- günstig herstellbar,
- recyclebar,
- ungefährlich.

In Kapitel 3.1 wird zunächst auf **Antriebskonzepte** mit **Verbrennungsmotor** eingegangen. Die folgen-

den Unterkapitel befassen sich mit den einzelnen Bauteilen des **Antriebstrangs**. Hierbei wird auch die **Speicherung der Antriebsenergie** betrachtet.

3.1 Antriebskonzepte

Die heute gebräuchlichen Antriebskonzepte verwenden einen **Verbrennungsmotor**, der über **Getriebe** und Wellen die Fahrzeugräder zumindest einer Achse antreibt. Die erforderliche Raddrehzahl ergibt sich aus der Fahrgeschwindigkeit. Da die Leistung des Verbrennungsmotors stark drehzahlabhängig ist (vgl. Kap. 8.3), benötigen wir einen **Drehzahl-/Drehmomentwandler** (vgl. Kap. 3.4), um im gesamten Geschwindigkeitsbereich fahren zu können. Bei Fahrzeugen in den USA wird hierzu fast ausschließlich ein **automatisch schaltendes Stufengetriebe**, kombiniert mit einem **hydrodynamischen Wandler**, verwendet. In Europa wird hingegen ein vom Fahrer **mechanisch zu schaltendes Stufengetriebe**, kombiniert mit einer **mechanischen Reibkupplung**, bevorzugt. Stufenlose Getriebe gewinnen in letzter Zeit an Bedeutung.

Wie in Bild 3.1 dargestellt ist, wird der Motor beim Pkw je nach gewähltem Konzept vorn (im Bereich der Vorderachse), vor der Hinterachse (man spricht dann von Mittelmotor) oder im Fahrzeugheck (hinter der Hinterachse) angeordnet.

Je nach Wahl der Motorlage und Einsatzzweck des Fahrzeugs ist es sinnvoll, die Vorder-, die Hinterachse oder alle Räder anzutreiben. Gebräuchlich sind hierbei folgende Konzepte, die nach Häufigkeit der in Deutschland zugelassenen Pkw sortiert sind:

Frontantrieb:

- Motor und Drehzahl-/Drehmomentwandler vorn, angetriebene Vorderachse,
- Motor wahlweise längs vor oder hinter der Achse angeordnet oder quer eingebaut.

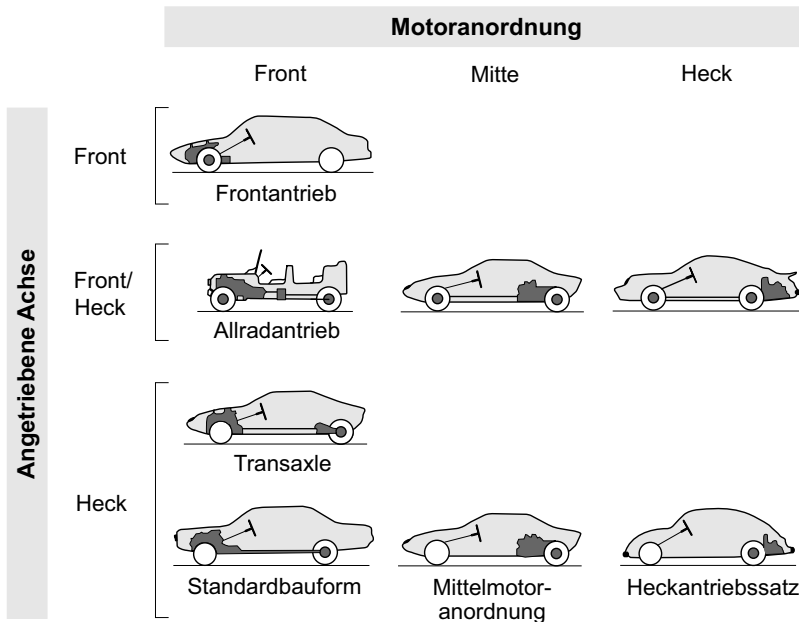


Bild 3.1: Typische Anordnungen für Motor, Getriebe und angetriebene Achsen

Standardantrieb:

- Motor und Drehzahl-/Drehmomentwandler vorn längs eingebaut,
- angetriebene Hinterachse.

Allradantrieb:

- alle Räder angetrieben,
- Motor und Drehzahl-/Drehmomentwandler meist vorn angeordnet, um eine günstige dynamische Achslastverteilung beim Beschleunigen/Steigungsfahrt zu erreichen (vgl. Kap. 11.1.1),
- Mittelmotor- oder Heckmotoranordnung nur in Ausnahmefällen bei sehr sportlichen Fahrzeugen.

Heckantrieb:

- Motor hinter der Hinterachse,
- Drehzahl-/Drehmomentwandler hinter oder im Bereich der angetriebenen Hinterachse.

Mittelmotorkonzept:

- Motor vor der Hinterachse längs oder quer angeordnet,
- Drehzahl-/Drehmomentwandler direkt vor oder im Bereich der Hinterachse,
- Hinterachse angetrieben.

Transaxle-Konzept:

- Motor vorn längs eingebaut,
- Drehzahl-/Drehmomentwandler im Bereich der Hinterachse,
- angetriebene Hinterachse.

Um Verwechslungen auszuschließen, sollte man bei einer angetriebenen Hinterachse (z. B. bei Standardantrieb) von **Hinterradantrieb** und **nur**, falls der Motor ebenfalls im Heck angeordnet ist, von **Heckantrieb** sprechen.

Die Einbaulage von Motor und Getriebe wirkt sich nicht nur auf die Raumausnutzung aus, sondern auch auf die Schwerpunktlage und das Trägheitsmoment um die Fahrzeughochachse. Die sich daraus zusammen mit der Wahl der angetriebenen Räder ergebenden wichtigsten Unterschiede sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Bei regelmäßigen Fahrbahnunebenheiten kann die Antriebseinheit zu Vertikalschwingungen relativ zum Fahrzeugaufbau angeregt werden. Wird hierbei die Eigenfrequenz angeregt, so führen diese Schwingungen zu merklichen Vertikalschwingungen des Aufbaus: man spricht von **Stuckern**. Bei Kon-

Tabelle 3.1: Vergleich der Antriebskonzepte

Antriebskonzept/ Kriterium	Front-	Standard-	Allrad-	Heck-	Mittel- motor-	Transaxle-	
Traktionsvermögen:							
bei geringer Griffigkeit	Fzg. leer	+	- / 0	++	+	+	0
	vollbeladen	- / 0	0 / +	++	+	0 / +	+
bei hoher Grif- figkeit	Fzg. leer	- / 0	0	++	+ / ++	+	0 / +
	vollbeladen	--	0 / +	++	+	+	+
Fahrverhalten:							
Tendenz Eigenlenkverhalten (vgl. Kap. 11)	unter- steuernd	leicht unter- steuernd	unter- steuernd bis neutral	über- steuernd	neutral	unter- steuernd bis neutral	
Seitenwindempfindlichkeit	++	+	+	--	-	+	
Lastwechselreaktion	++	-	+	--	--	-	
Agilität	0	0	-	+	++	-	
Tendenzielles Verhalten im Grenz- bereich	gutmütig	gutmütig	gutmütig	kritisch	giftig ⁵⁾	sehr ⁶⁾ gut- mütig	
Reifenverschleiß an VA Vorderachse HA Hinterachse	VA >> HA	VA ≈ HA	VA ≥ HA	VA << HA	VA < HA	VA ≈ HA	
Raumökonomie	++	+	+	- / 0 ³⁾	- / 0 ³⁾	0 / +	
Komfort	Stuckern möglich ²⁾	Kardanwelle kann bei hohen Ge- schwindig- keiten schwingsen	mehr Bau- teile, die Geräusche und Schwin- gungen ver- ursachen	Stuckern möglich ²⁾	Stuckern möglich ³⁾ , Innenraum laut und warm	schnell- laufende Transaxle- Welle	
Konstruktionsaufwand	+ ¹⁾	0	--	+ ¹⁾	0 ¹⁾ ⁴⁾	-	

Legende: ++ sehr günstig, + günstig, 0 mittel, - ungünstig, -- sehr ungünstig

¹⁾ Achs- und Schaltgetriebe bilden eine Einheit

²⁾ Motorlager müssen relativ hart ausgeführt werden, da das durch die Achsgetriebeübersetzung verstärkte Achsantriebsmoment abgestützt werden muss

³⁾ bei Unterflurmotoranordnung

⁴⁾ Schaltgestänge, Auspuffanlage und Innenraum-Dämmung zusätzlicher Aufwand

⁵⁾ geringes Trägheitsmoment um die Hochachse, da Antrieb nahe dem Schwerpunkt

⁶⁾ hohes Trägheitsmoment um die Hochachse

zepten in Tabelle 3.1, für die ²⁾ gilt, führen die relativ harten Motorlager zu einer relativ hohen Eigenfrequenz, die z. B. bei Fahrgeschwindigkeiten um ca. 150 km/h auf Autobahnen mit Asphaltbeton durch die Trennfugen angeregt werden kann.

Zusätzlich sollte noch auf folgende besondere Eigenschaften der Konzepte verwiesen werden:

- Beim Frontantrieb ist der Antrieb in der Lenkung „spürbar“.

- Der Antriebsstrang des Allradantriebs baut schwerer und hat größere Verluste. Hieraus ergeben sich bei gleicher Motorleistung geringere Fahrleistungen und bei gleicher Fahrweise ein höherer Kraftstoffverbrauch.
- Bei der Mittelmotoranordnung ist der Motor nur schwer zugänglich. Dies ist bezüglich der Wartung von deutlichem Nachteil.
- Beim Transaxle dreht die Transaxle-Welle mit Motordrehzahl. Diese muss sehr sorgfältig gelagert werden, damit z. B. im 1. und 2. Gang keine störenden Schwingungen auf die Karosserie übertragen werden. Im direkten Gang (meist 4. Gang) dreht zwar bei Standardantrieb die Kardanwelle auch mit Motordrehzahl, hierbei sind aber die Fahrgeschwindigkeiten und damit auch das sonstige Fahrgeräusch erheblich größer.

Die aufgeführten konzeptbedingten Eigenschaften lassen sich durch konstruktive Maßnahmen und Veränderung des Packagings, wie in den verschiedenen Kapiteln gezeigt wird, in weiten Grenzen ver-

ändern. Somit lassen sich konzeptbedingte Nachteile teilweise vermeiden.

Bei **Nutzfahrzeugen** ist Standardantrieb und Allradantrieb gebräuchlich, **Omnibusse** haben hingegen meist Heckantrieb. Interessanterweise ist auch bei Gelenkbussen häufig die hinterste Achse angetrieben, d. h., der vordere Teil des Omnibusses wird im Antriebsfall über das Gelenk geschoben.

3.2 Ausführungen und Kombinationen von Antriebsmaschinen

Der heute im Fahrzeug gebräuchliche Motor ist der mit **Benzin**, **Diesel** oder teilweise mit **Gas** betriebene Verbrennungsmotor. Da die Beschreibung zur Auslegung und Technik des Verbrennungsmotors selbst mehrere Bücher füllen kann, beschränken wir uns im Folgenden nur mit einer kurzen Funktionsbeschreibung des **4-Takt-Motors**. In Bild 3.2 ist der

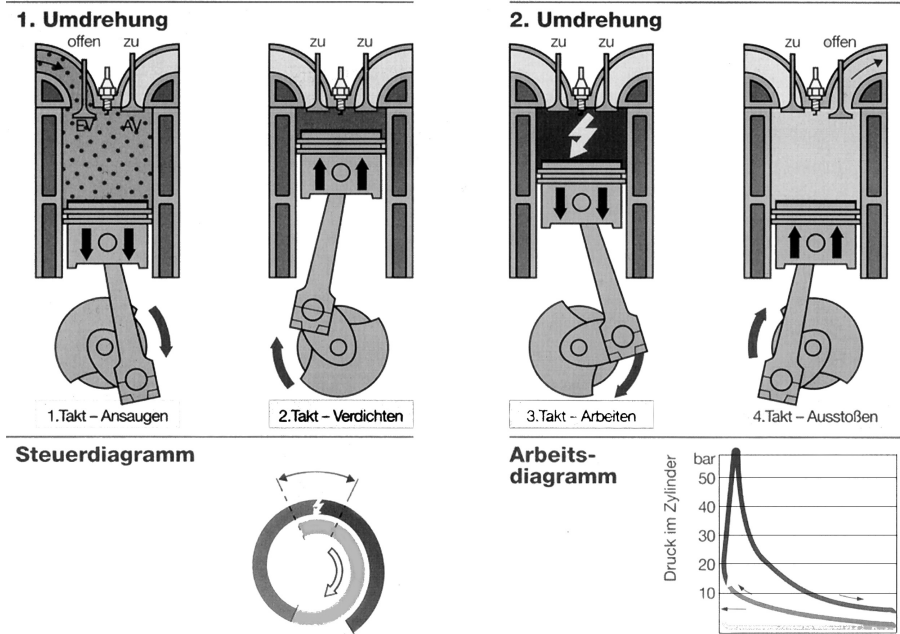


Bild 3.2: Arbeitsprinzip des 4-Takt-Verbrennungsmotors [Adam Opel AG]

Motor im Schnitt für die vier **Arbeitstakte** schematisch dargestellt. Im **Motorgehäuse** sind die **Zylinder** eingearbeitet. In diesen Zylindern bewegen sich die **Kolben** auf und ab. Da der Kolben über die **Pleuelstange** mit der **Kurbelwelle** beweglich verbunden ist, wird die Auf- und Abbewegung des Kolbens in der Zylinderlaufbahn in eine Drehbewegung der Kurbelwelle umgewandelt. Oberhalb des Motorgehäuses befindet sich der **Zylinderkopf** mit **Ventilen** und **Ein- und Auslasskanal**. Der Einlasskanal ist mit dem Ansaugtrakt verbunden, in dem das **Luft-Kraftstoff-Gemisch** durch **Vergaser** oder **Einspritzanlage** aufbereitet wird. Am Auslasskanal ist der **Auspuffstrang** mit **Abgasnachbehandlung** durch **Katalysator** usw. angebracht. Die dargestellten Ventile öffnen und schließen die Verbindung von Einlass- und Auslasskanal zum Raum oberhalb des Kolbens, der als **Brennraum** bezeichnet wird. Die Steuerung der Ventile erfolgt durch **Nockenwellen**, die mit halber Kurbelwellendrehzahl drehen.

Betrachten wir den **1. Takt**: Das Einlassventil ist geöffnet, und der Kolben bewegt sich nach unten. Da das Auslassventil geschlossen ist, saugt der Motor Luft-Kraftstoff-Gemisch an.

Kurz nach Erreichen der tiefsten Stellung des Kolbens, der als **unterer Totpunkt** bezeichnet wird, wird das Einlassventil ebenfalls geschlossen. Jetzt befinden wir uns im **2. Takt**. Der Kolben bewegt sich nach oben, das Luft-Kraftstoff-Gemisch wird verdichtet.

Kurz vor Erreichen des **oberen Totpunkts** wird das Luft-Kraftstoff-Gemisch beim Ottomotor durch einen Zündfunken an der **Zündkerze** gezündet, es beginnt der **Arbeitstakt**. Durch die explosionsartige Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs entstehen ein hoher Druck im Brennraum und somit eine große Kraft auf den Kolben. Durch den **Zündverzug**

befindet sich der Kolben jetzt bereits wieder in der Abwärtsbewegung und überträgt die Kraft mit der Pleuelstange auf die Kurbelwelle. Es entsteht ein Antriebsmoment an der Kurbelwelle.

Kurz vor Erreichen des unteren Totpunkts wird das Auslassventil geöffnet, damit im **4. Takt** das verbrannte Luft-Kraftstoff-Gemisch ausströmen kann.

Kurz bevor der obere Totpunkt erreicht ist, wird das Einlassventil geöffnet, und es beginnt wieder der 1. Arbeitstakt. Das Auslassventil wird erst nach Passieren des oberen Totpunkts geschlossen. Da beide Ventile zeitweise gleichzeitig offen sind, spricht man von **Ventilüberschneidung**. Hierdurch wird die angesaugte Luft-Kraftstoff-Menge vergrößert und damit die Leistungsausbeute des Motors verbessert. Da die optimalen **Steuerzeiten** der Ventile drehzahl- und lastabhängig sind, werden bei modernen Verbrennungsmotoren die Steuerzeiten durch zusätzliche Verstelleinrichtungen am **Ventiltrieb** variabel gestaltet.

Wie wir in Kap. 3.3 sehen werden, bietet der mit Benzin oder Diesel arbeitende Verbrennungsmotor – verglichen mit dem Elektromotor – trotz des schlechten Wirkungsgrads die größte **Reichweite**, bezogen auf **Speichergröße** und **-gewicht**. Die fossilen Brennstoffe sind aber begrenzt, und durch den CO₂-Ausstoß bei der Verbrennung werden Veränderungen der Atmosphäre hervorgerufen. Daher ist es kurzfristig notwendig, den Wirkungsgrad des Antriebs mit Verbrennungsmotor zu steigern. Eine Möglichkeit besteht im **Hybridantrieb**. Der Verbrennungsmotor wird mit einem Elektromotor und einer **Batterie** zur Zwischenspeicherung elektrischer Energie kombiniert.

Hierbei sind zwei Anordnungen gebräuchlich (vgl. Bild 3.3):

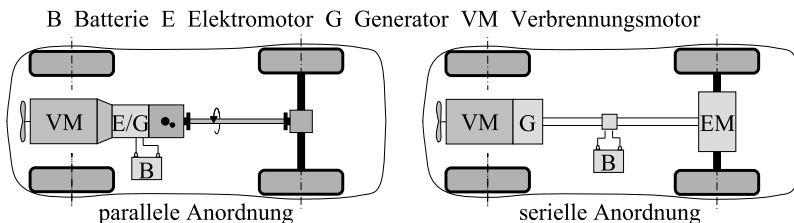


Bild 3.3: Hybridantrieb serielle und parallele Anordnung

Serielle Anordnung:

Der Verbrennungsmotor arbeitet mit konstanter Drehzahl und Last in einem Betriebspunkt mit hohem Wirkungsgrad und treibt den **Generator** an. Die elektrische Energie des Generators dient zum Speisen des Antriebsmotors. Je nach momentanem Leistungsbedarf des Antriebsmotors wird entweder die überschüssige Leistung des Generators zum Laden der Batterie verwendet oder zusätzliche Leistung für den Antriebsmotor, z. B. zum schnellen Beschleunigen mit hohem Leistungsbedarf, aus der Batterie entnommen. Im Schubbetrieb wird der Antriebsmotor ebenfalls als Generator geschaltet und lädt ebenfalls die Batterie. Um die Batterie nicht zu überladen, wird der Verbrennungsmotor zwischenzeitlich abgeschaltet. Der Verbrennungsmotor muss hierbei so stark ausgelegt werden, dass bei Fahrt mit vorgesehener Dauergeschwindigkeit die vom Generator abgegebene Leistung zum Speisen des Antriebsmotors ausreicht. Der Antriebsmotor wird hingegen stärker ausgelegt, damit ein zügiges Beschleunigen möglich ist und im Generatorbetrieb möglichst viel Bremsenergie zurückgewonnen werden kann. Der günstigste Wirkungsgrad ergibt sich beim Betrieb mit maximaler Dauergeschwindigkeit, wenn der Generator genau die Energie erzeugt, die der Antriebsmotor benötigt. In diesem Fall gilt für den Wirkungsgrad der Antriebs-einheit:

$$\eta_{\max} = \eta_{VM_opt} \cdot \eta_G \cdot \eta_{EM} \approx 0,35 \cdot 0,92 \cdot 0,87 \approx 0,28 \quad (\text{Gl. 3.1})$$

Der ungünstigste Wirkungsgrad liegt vor, wenn der Generator die Batterie zunächst lädt und der Antriebsmotor später bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor aus der Batterie gespeist wird:

$$\eta_{\min} = \eta_{VM_opt} \cdot \eta_G \cdot \eta_{Laden} \cdot \eta_{Entladen} \cdot \eta_{EM} \approx 0,35 \cdot 0,92 \cdot 0,85 \cdot 0,85 \cdot 0,87 \approx 0,20 \quad (\text{Gl. 3.2})$$

Im praktischen Betrieb liegt der Wirkungsgrad zwischen diesen beiden Extremen. Er ist abhängig vom **Fahrprofil** und der Auslegung der Regelung.

Parallele Anordnung:

Verbrennungsmotor und Elektromotor sind beide über ein mechanisches Getriebe mit den Antriebsrädern verbunden. Denkbar ist hierbei auch, eine Achse vom Verbrennungsmotor und die zweite elektrisch anzutreiben. Der Verbrennungsmotor ist so stark ausgelegt, dass ein alleiniger Fahrbetrieb mit dem Verbrennungsmotor auch bei der vorgesehenen maximalen Dauergeschwindigkeit möglich ist. Ist der Elektromotor ähnlich stark ausgelegt, so spricht man vom **Vollhybrid**. Um bereits in den Genuss einiger Vorteile des Hybridantriebs zu gelangen, genügt es, den herkömmlichen **Anlasser** und die herkömmliche **Lichtmaschine** durch einen so genannten **Starter-Generator** mit ca. 10 kW Leistung zu ersetzen. Nun bieten sich verschiedene Betriebszustände, je nach momentan geforderter Leistung und Ladezustand der Batterie an:

1. Zum scharfen Beschleunigen werden kurzzeitig Verbrennungsmotor und Elektromotor gleichzeitig eingesetzt – man spricht vom **Booster-Betrieb**, da der Elektromotor für zusätzliche Beschleunigung sorgt.
2. Im Bereich der Höchstgeschwindigkeit wird der Verbrennungsmotor allein eingesetzt, hier ergeben sich keine Vorteile durch den Hybridantrieb.
3. Im Teillastbereich, beispielsweise bei konstanter Fahrt auf der Landstraße, arbeitet beim herkömmlichen Antrieb der Verbrennungsmotor im **Teillastbereich** mit einem ungünstigen Wirkungsgrad. Beim Hybridantrieb mit paralleler Anordnung wird die Last des Verbrennungsmotors zyklisch variiert, vgl. Bild 3.4. Der Verbrennungsmotor arbeitet zunächst mit hoher Last und somit günstigem Wirkungsgrad. Da weniger Leistung für den Antrieb notwendig ist, wird der Elektromotor auf Generatorbetrieb geschaltet, und die Batterie wird geladen. Sobald die Batterie annähernd maximal geladen ist, wird der Elektromotor als Antriebsmotor eingesetzt und der Verbrennungsmotor heruntergeregelt und – falls möglich – sogar abgeschaltet. Durch diese Strategie wird der mittlere Wirkungsgrad des Antriebs gesteigert.

Im Stadtbetrieb wird zum Anfahren der Verbrennungsmotor eingesetzt. Er läuft hierbei mit hoher Last, um einen günstigen Wirkungsgrad zu erzielen. Der Elektromotor kann hierdurch im Generatorbetrieb arbeiten und die Batterie laden. Sobald eine konstante Geschwindigkeit und ein ausreichender Ladungszustand der Batterie erreicht sind, übernimmt der Elektromotor die Antriebsaufgabe, und der Verbrennungsmotor wird abgeschaltet. Die notwendige Antriebsleistung beträgt in der Ebene im Stadtbetrieb nur wenige Kilowatt, sodass sogar der Starter-Generator als Antriebsmotor ausreicht. Beim nächsten Anhaltevorgang wird die Batterie wieder geladen (Schubbetrieb). Erst zum nächsten Anfahrvorgang wird der Verbrennungsmotor wieder gestartet. Im Stadtbetrieb sind dadurch die größten Einsparungen gegenüber herkömmlichen Antrieb mit Verbrennungsmotor erzielbar.

Im **Schubbetrieb**, also bei Bergabfahrten oder beim Verzögern des Fahrzeugs, wird mit dem Elektromotor im **Generatorbetrieb** gebremst und damit die kinetische Energie zumindest teilweise zurückgewonnen. Die Betriebsbremse des Fahrzeugs wird nur zusätzlich eingesetzt, wenn eine höhere Bremsverzögerung vom Fahrer gewünscht wird oder ein Generatorbetrieb aufgrund einer bereits voll geladenen Batterie nicht möglich ist. Je nach Größe von Batterie und Elektromotor lassen sich hierdurch bei durchschnittlichem Fahrbetrieb ca. 5 bis 10 % Verbrauchseinsparungen erzielen.

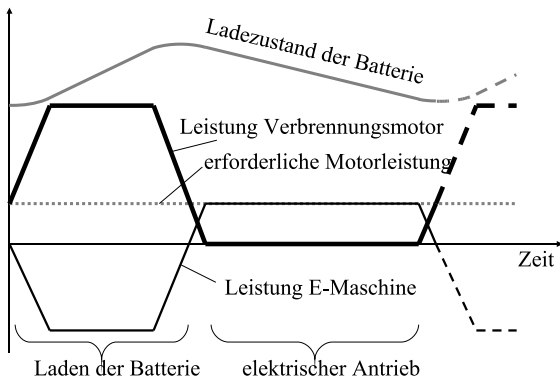


Bild 3.4: Verbrauchsoptimierte Lastregelung für konstante Fahrt im Teillastbereich bei Hybridantrieb mit paralleler Anordnung

Durch den **Hybridantrieb** ergeben sich somit folgende Vorteile:

- Der Verbrennungsmotor arbeitet in Betriebspunkten mit höherem Wirkungsgrad und kann zeitweise abgeschaltet werden.
- **Rekuperation:** Der Elektromotor arbeitet im Bremsbetrieb als Generator und speist die Batterie, sodass ein Teil der Bremsenergie zurückgewonnen wird.
- **Booster-Betrieb** bei paralleler Anordnung von Verbrennungsmotor und Elektromotor: Zum kurzzeitigen schnelleren Beschleunigen arbeiten beide Motoren gleichzeitig. Hierdurch kann der Verbrennungsmotor kleiner und verbrauchsgünstiger ausgelegt werden.

Erkauft werden diese Vorteile allerdings durch mehr Gewicht auf Grund des zusätzlich erforderlichen Elektromotors und der Batterie, was wiederum zu einer Erhöhung des **Fahrwiderstands** führt.

Langfristig werden die Energiequellen zum Fahrzeugantrieb direkt oder indirekt aus der Sonnenenergie stammen müssen. Es können sowohl nachwachsende Rohstoffe zur Speisung des Verbrennungsmotors verwendet als auch elektrische Energie erzeugt werden. Die Speicherung der elektrischen Energie ist nach heutigem Stand für Fahrzeuge nur bedingt geeignet, wie wir in Kap. 3.3 sehen werden. Alternativ bietet es sich daher an, die elektrische Energie durch Elektrolyse in Wasserstoff umzuwandeln. Das Fahrzeug wird mit Wasserstoff betankt und der Wasserstoff mit Hilfe der **Brennstoffzelle** in elektrische Energie umgewandelt, die den Elektromotor des Fahrzeugantriebs speist (vgl. Bild 3.5). Denkbar ist auch die Verwendung des Wasserstoffs als Brennstoff für den Verbrennungsmotor, wie es z. B. BMW an Versuchsfahrzeugen seit einigen Jahren zeigt. Der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors mit Wasserstoff ist zwar günstiger als bei Verwendung von Benzin, aber geringer als der Wirkungsgrad der Brennstoffzelle (ca. 60 %) und des Elektromotors (ca. 90 %). Dafür ist die Fertigung der Brennstoffzelle nach heutigem Stand noch extrem teuer. Der Bauraumbedarf für Brenn-

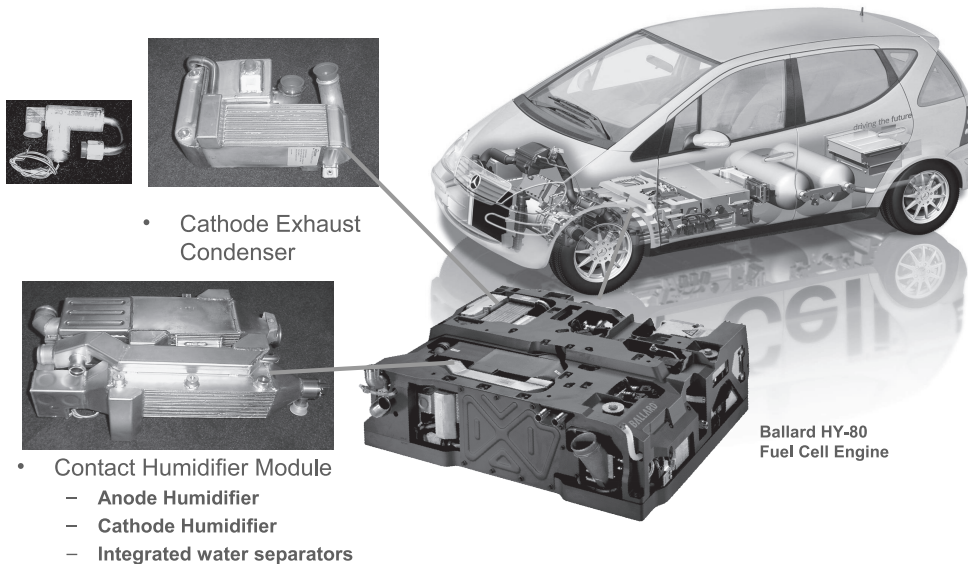


Bild 3.5: Fahrzeugantrieb mit Brennstoffzelle und Elektromotor [Ballard]

stoffzelle und Elektromotor ist zur Zeit ebenfalls noch größer als für den Antrieb mit Verbrennungsmotor.

3.3 Speicherung der Antriebsenergie

Beim Kraftfahrzeug muss im Gegensatz zum schienegebundenen Fahrzeug die Antriebsenergie im Fahrzeug gespeichert werden. Die heutzutage für den Fahrzeugantrieb verwendeten Brennstoffe bieten eine hohe **Energiedichte**. Sie werden aber überwiegend aus fossiler Primärenergie gewonnen, die begrenzt ist. Daher werden in der folgenden Tabelle die derzeit gängigen und die alternativen Brennstoffarten und Energiequellen bezüglich ihrer Energiedichte gegenübergestellt. Bei Verwendung von Brennstoffen wird die **chemische Energie** mit Hilfe eines Verbrennungsmotors in **mechanische Energie** gewandelt. Aus Wasserstoff kann alternativ mit Hilfe der Brennstoffzelle **elektrische Energie** erzeugt werden. Die elektrische Energie, die auch in

der Batterie gespeichert werden kann, wird mit Hilfe des Elektromotors in mechanische Energie gewandelt. Bei der Gegenüberstellung des Speicheraufwands interessiert uns, wie viel **Speichermasse** und wie viel **-volumen** ist notwendig, um eine bestimmte mechanische Energie zu erhalten. Daher wird in Tabelle 3.2 der Wirkungsgrad des Antriebs mit berücksichtigt. Die angegebenen Werte sind hierbei nur Anhaltswerte, da der Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren in starkem Maße vom Betriebspunkt abhängt.

Die **Energiedichte** des Kraftstoffs, bezogen auf die Masse und auf das Volumen, wird zunächst ohne und anschließend inklusive Speicher betrachtet. Bei den flüssigen Kraftstoffen erhöht sich das erforderliche Volumen mit Speicher in erster Linie durch das Vorsehen von Ausgleichsvolumen für die Ausdehnung des Kraftstoffs bei Temperaturerhöhung und für die Belüftungseinrichtungen. Bei Wasserstoff sind drei Speicherarten denkbar:

- gasförmig,
- flüssig,
- Metallhydrid.

Tabelle 3.2: Dichte des Energiespeichers

Kraftstoff	Benzin	Diesel	Erdgas	Alkohole		Wasserstoff			Batterie	
				Methanol	Ethanol	gasf.	flüssig	Hydrid	Pb	Li-Ionen
Energiedichte [MJ/kg] des Kraftstoffs [MJ/l]	43	42,5	ca. 48	20	27	120	120	120		
	32,3	35,3	24,9	15,6	21,2					
Energiedichte [MJ/kg] incl. Speicher [MJ/l]	37	36	14*)	17	23	4,0	24	1,5	0,15	≈ 1,5
	28	30	17	13	18	1,9	3,5	2,9	0,25	≈ 0,6
Gesamtwirkungsgrad η	0,2	0,3	0,25	0,12	0,22	0,5 ^{*)}	0,5 ^{*)}	0,5 ^{*)}	0,7	0,7
Arbeit am Rad [MJ/kg] [MJ/l]	7,4	10,8	3,5*)	3,7	5,1	2,0 ^{*)}	12 ^{*)}	0,8 ^{*)}	0,1	0,42
	5,6	9,0	4,3	2,9	4,0	1,0 ^{*)}	1,8 ^{*)}	1,5 ^{*)}	0,17	1,05
bezogene Speicher- masse	1	0,7	2,1*)	2,0	1,5	3,7 ^{*)}	0,6 ^{*)}	9,3 ^{*)}	74	17,6
bezogenes Speicher- volumen	1	0,6	1,3	1,9	1,4	5,6 ^{*)}	3,1 ^{*)}	3,7 ^{*)}	32,9	5,33

*) bei Verwendung eines GFK-Tanks, mit Stahltank nur ca. 50 % der angegebenen Werte

ˆ) bei Brennstoffzellen, mit Verbrennungsmotor nur ca. 40 % der angegebenen Werte

Die Energiedichte ist beim gasförmigen Wasserstoff, bezogen auf das Volumen, sehr gering. Die hier angegebenen Werte beziehen sich auf die Speicherung in Drucktanks mit 300 bar. Angestrebt werden in Zukunft Drücke bis ca. 750 bar, um die Energiedichte zu erhöhen. Aus Gewichtsgründen bestehen die Drucktanks aus einem gasdichten metallischen Innenbehälter, der mit hochfesten Fasern umwickelt wird, um die mechanische Festigkeit sicherzustellen. Verflüssigter Wasserstoff bietet eine erheblich höhere Energiedichte. Da er bei Umgebungsdruck bereits bei -253 °C siedet, kann er nur in Tanks mit sehr wirkungsvoller Isolation gelagert werden. Verwendet werden hierzu doppelwandige Tanks mit so genannter **Vakuum-Superisolation**. Hierbei werden Drücke bis ca. 4 bar zugelassen. Trotzdem verbleiben aber Abdampfverluste in der Größenordnung von 1 bis 2 % des Inhalts pro Tag. Gasförmiger Wasserstoff wird von Metallpulver, das sich in Rohren befindet, absorbiert. Es entstehen so genannte **Hydride**. Dabei wird Wärme frei, d. h., beim Betanken wird Wärme abgegeben. Umgekehrt

muss Wärme zugeführt werden, um den Wasserstoff zu entnehmen. Daher wird der **Metallhydrid-Wasserstoffspeicher** als Röhrenwärmetauscher ausgeführt. Der in Metall eingelagerte Wasserstoff wird von Wasser umgeben, das den Wärmeaustausch beim Befüllen und Entnehmen übernimmt. Der Metallhydrid-Speicher hat den Nachteil des sehr hohen Gewichts.

Multipliziert man die Energiedichte inklusive Speicher mit dem Gesamtwirkungsgrad, so erhält man die Arbeit am Rad, bezogen auf die Speichermasse bzw. auf das Speichervolumen. Um einen Vergleich zu ermöglichen, werden in Tabelle 3.3 die erforderliche Speichermasse und das erforderliche Speichervolumen auf den in Deutschland noch am häufigsten eingesetzten Pkw-Antrieb – Verbrennungsmotor mit Benzin – bezogen. Nur bei Verwendung des Dieselmotors und bei Verwendung der Brennstoffzelle und in flüssiger Form gespeicherten Wasserstoffs kann die Speichermasse reduziert werden. Bei einem elektrischen Antrieb und Speicherung der Energie in Bleibatterien beträgt die Spei-

Tabelle 3.3: Speichergewicht und Speichervolumen bei Speicherung von 1000 MJ \approx 280 kWh und damit erzielbare Reichweite beim Pkw

Brennstoff/Antrieb	Speichermasse in kg	Speichervolumen in ℓ	Reichweite in km
Benzin	27	36	250 ... 800
Diesel	28	34	410 ... 1250
Autogas	70	59	300 ... 1000
Methanol	59	77	270 ... 90
Ethanol	43	56	270 ... 900
Wasserstoff, gasförmig (300 bar)	250	525	260 ... 1450
Wasserstoff, flüssig ($-255\text{ }^{\circ}\text{C}$)	42	290	270 ... 1600
Wasserstoffmetallhydrid	670	350	240 ... 1350
Blei-Batterie	6250	4000	330 ... 700
Hochenergie-Batterie (NaNiCl ₂ – ZEBRA)	2500	2500	490 ... 1200

chermasse das 75-Fache! Beim Speichervolumen können wir erkennen, dass alle alternativen Kraftstoffe und Energiequellen ein erheblich größeres Speichervolumen benötigen.

In Tabelle 3.3 sind Speichergewicht und Speichervolumen bei Speicherung von 1000 MJ gegenübergestellt. Bei der Berechnung der damit erzielbaren Reichweite wurde der Einfluss des Speichers auf Fahrzeuggröße und -gewicht berücksichtigt. Der Pkw mit Bleibatterie hätte dann ein Gesamtgewicht von ca. 10 Tonnen. Daher wäre die Reichweite des Fahrzeugs mit Elektroantrieb und Bleibatterie, trotz des erheblich höheren Wirkungsgrads des Elektromotors vergleichbar mit dem Fahrzeug mit benzingespeistem Verbrennungsmotor.

3.4 Antriebsstrang, Kennungswandler für Verbrennungsmotoren

Der Verbrennungsmotor läuft nur ab einer Mindest-drehzahl und bietet nur in einem engen Drehzahlbereich die optimale Leistung, wie wir in Kap. 8 genauer betrachten werden. Daher benötigt man

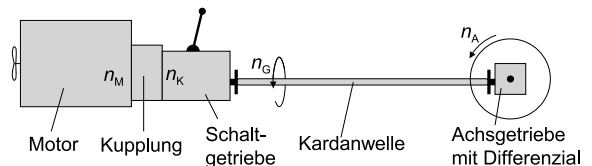


Bild 3.6: Schematisch dargestellte Anordnung des Antriebs bei Standardantrieb

eine **Drehzahl-/Drehmomentwandlung** zwischen Motor und Antriebsachse.

3.4.1 Anordnung, Aufbau, Funktion

In Bild 3.6 ist die Anordnung von Motor und Antriebsstrang bei **Standardantrieb** mit mechanischer Reibkupplung und Stufengetriebe dargestellt.

Die **mechanische Kupplung** hat zwei Aufgaben:

- Ermöglichen des Anfahrens aus dem Stillstand,
- Zugkraftunterbrechung zwischen Motor und Antriebsstrang zum Schalten.

Das **Stufengetriebe** hat die Aufgabe einer Drehzahl-/Drehmomentwandlung je nach Bedarf. Soll mit dem Fahrzeug eine große Steigung bei geringer Geschwindigkeit gefahren werden, so ist eine Übersetzung ins Langsame erforderlich, um das An-

triebsmoment zu erhöhen. Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ist hingegen aufgrund der begrenzten Motordrehzahl eine direkte Übersetzung erforderlich, vgl. auch Kap. 8.

Bei Fahrzeugen mit **Automatikgetriebe** ist die Anordnung prinzipiell gleich, statt einer mechanischen Reibungskupplung ist ein hydrodynamischer Wandler verbaut und anstelle des mechanisch schaltbaren Getriebes ist ein Automatikgetriebe oder ein stufenloses Getriebe vorhanden.

Die **Kardanwelle** ist nur bei Standardantrieb und Allradantrieb zur Übertragung des Getriebeausgangsmoments auf das Achsgetriebe erforderlich. In allen anderen Fällen bilden Stufengetriebe und Achsgetriebe eine Einheit. Allerdings wird beim Transaxle ebenfalls eine Welle zur Übertragung des Motormoments auf das Getriebe benötigt. In diesem Fall spricht man von der **Transaxle-Welle**. Die Kardanwelle verfügt beim Lkw über 2 **Kardangelenke**. Bei der Drehübertragung über ein Kardangelenk entsteht eine vom **Beugewinkel** abhängige **Drehgeschwindigkeitsungleichförmigkeit**. Bei Verwendung von 2 Gelenken kann diese Ungleichförmigkeit bzgl. der gesamten Welle „aufgehoben“ werden. Hierzu sind die in Bild 3.7 dargestellten Anordnungen möglich, die als **W-** und **Z-Anordnung** bezeichnet werden. Nur wenn die Beugewinkel an beiden Gelenken gleich groß sind, laufen Kardanwelleneingang und -ausgang synchron.

Beim Pkw wird zur Schwingungsisolierung zumindest eines der beiden Kardangelenke durch eine **Hardy-Scheibe** ersetzt, vgl. Bild 3.8.

Bei Verwendung von nur einem Kardangelenk muss der Beugewinkel klein gehalten werden. Die geringen verbleibenden Drehungleichförmigkeiten werden von der Elastizität der Hardyscheibe aufgefangen.

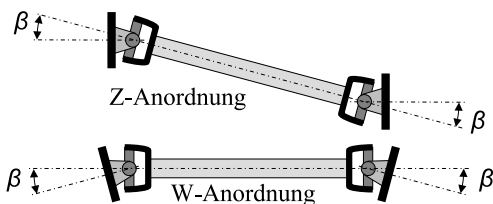


Bild 3.7: Mögliche Anordnungen der Kardanwelle zur Vermeidung einer Drehgeschwindigkeits-Ungleichförmigkeit

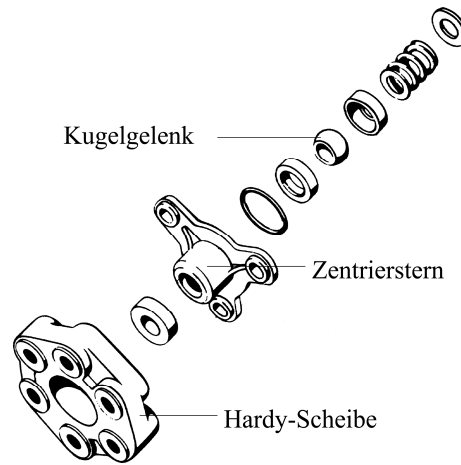


Bild 3.8: Hardy-Scheibe zur elastischen Drehübertragung des Getriebeausgangsmoments auf die Kardanwelle

Das **Achsgetriebe** übersetzt die Drehzahl ins Langsame, damit die Übersetzung im Stufengetriebe reduziert werden kann. Bei längs eingebautem Motor dient es zusätzlich zur Drehrichtungsumlenkung um 90°. Das im Achsgetriebe integrierte **Differenzial** ermöglicht unterschiedliche Drehzahlen der beiden Antriebsräder bei Kurvenfahrt.

Die Antriebswellen ermöglichen die Übertragung des Moments vom Achsgetriebe zu den Rädern. Sie werden beim Pkw heutzutage üblicherweise als **homokinetische Antriebswellen** nach RZEPPA ausgeführt, vgl. Bild 3.9.

Die homokinetische Antriebswelle ermöglicht eine gleichförmige Übertragung der Drehbewegung unabhängig vom Beugewinkel. Die Momentenübertragung erfolgt an den Gelenken über 6 Kugeln, die in halbkreisförmigen Kugelbahnen laufen. Durch einen Gummibalg werden die Gelenke jeweils hermetisch geschlossen. Sie sind damit vor Umwelbelastungen geschützt und können mit Dauerfett zur Schmierung gefüllt werden. Die homokinetischen Gelenke sind somit wartungsfrei. Die Gelenke erlauben einen Beugewinkel bis 40°. Genügen Beugewinkel von max. 18°, so können die Kugelbahnen so ausgeführt werden, dass ein Längenausgleich über das Gelenk erfolgen kann.

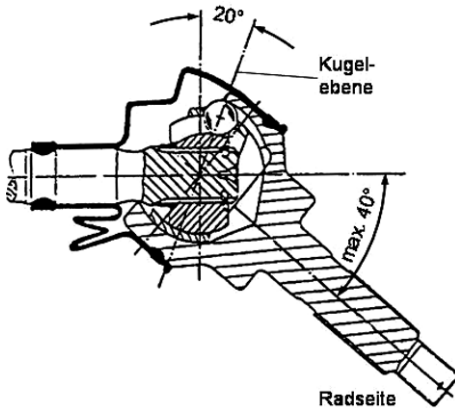


Bild 3.9: Rzeppa-(Birfield-)Gleichlaufgelenk

3.4.2 Ausführungen von Kupplungen und Wandlern

In Bild 3.10 ist das Funktionsprinzip der **mechanischen Reibkupplung** dargestellt.

Sie besteht aus der **Kupplungsscheibe** (1), der **Druckplatte** (2), dem **Ausrücklager** (3) und dem **Ausrückmechanismus** (4). Die auf der Kurbelwelle des Motors sitzende **Schwungscheibe** (5) bildet eine weitere Komponente der Kupplung. Die Kupplungsscheibe sitzt auf der **Getriebeeingangswelle**. Damit sie axial verschiebbar ist, das Drehmoment aber formschlüssig übertragen werden kann, ist auf der Getriebeeingangswelle ein Außenkeilprofil und auf der Kupplungsscheibe ein Innenkeilprofil angebracht, vgl. Bild 3.12. Die Kupplungsscheibe ist meist mehrteilig ausgeführt. Der innere Teil mit dem Keilwellenprofil ist gegenüber der Scheibe mit den aufgenieteten oder aufgeklebten Reibbelägen drehbar. Die Momentenübertragung erfolgt über radial angeordnete Schraubenfedern, die beim ruckartigen Einkuppeln einfedern und damit Drehmomentstöße vermeiden.

Die Reibbeläge der Kupplungsscheibe werden im nicht betätigten Zustand durch die Druckplatte an die Reibflächen auf der Schwungscheibe und an der Druckplatte gepresst. Die Flächenpressung liegt hierbei zwischen 0,15 und 0,5 N/mm². Die höheren

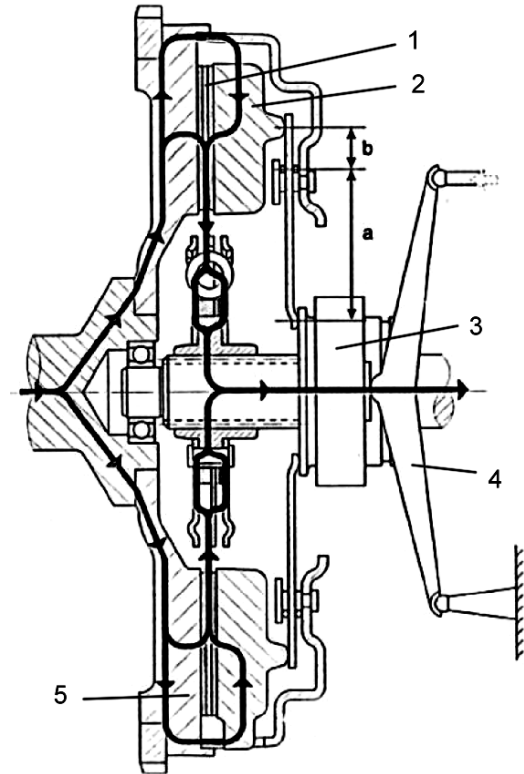


Bild 3.10: Funktionsprinzip der mechanischen Reibkupplung [1]

Werte beziehen sich auf die Pkw-Kupplung. Beim Lkw werden geringere Werte gewählt, um eine Lebensdauer der Kupplung von mindestens 400 000 km bei üblichem Einsatz sicherzustellen. Die Anpresskraft der Druckplatte erfolgt heutzutage mit einer **Membranfeder**. Gegenüber früheren Ausführungen mit **Schraubenfedern** bietet die Kennlinie der Membranfeder erhebliche Vorteile, wie Bild 3.11 zeigt. Mit zunehmendem Verschleiß nimmt bei der Schraubenfeder die Anpresskraft ab. Bei der Membranfeder bleibt die Anpresskraft bei Verschleiß hingegen annähernd gleich. Zum Öffnen der Kupplung wird das Ausrücklager in Richtung Schwungscheibe bewegt. Dies erfolgt mit Hilfe der **Ausrück-**

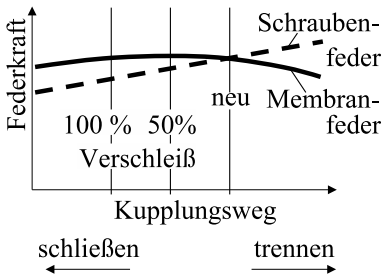


Bild 3.11: Vorteile der Membranfeder gegenüber der früheren Kupplungsausführung mit Schraubenfedern bei Kupplungsver-schleiß und beim Betätigen der Kupplung auf Grund ihrer Kennlinie

mechanik, die über Seilzug oder Hydraulikzylinder und Leitungen vom **Kupplungspedal** betätigt wird. Da die Membranfeder zwischen der Druckplatte und dem Ausrücklager an der Schwungscheibe gelagert ist, wird sie deformiert und wirkt ähnlich wie ein Kipphebel. Die Druckplatte wird von der Schwungscheibe weggezogen, und die Kupplungsscheibe kann sich jetzt frei zwischen Schwungscheibe und

Druckplatte bewegen. Die Membranfeder wird mit zunehmender Durchbiegung weicher, d. h., die notwendige Kraft zum Öffnen der Kupplung wird mit zunehmendem Pedalweg geringer, vgl. Bild 3.11.

Damit das Ausrücklager nur im Bedarfsfall rotiert, berührt es die Membranfeder nur bei Betätigung des Kupplungspedals. Beim Auskuppeln muss daher das Ausrücklager durch das Reibmoment an der Membranfeder von null auf die Motordrehzahl beschleunigt werden. Es wird daher häufig an der Berührfläche zur Membranfeder mit einer verschleißsamen Beschichtung aus PTFE oder ähnlichen Kunststoffen versehen.

Bei der **automatisierten Kupplung** wird der Ausrückmechanismus elektronisch durch einen Stellmotor geregelt und einen Pneumatik- oder einen Hydraulikzylinder betätigt. Hierbei wird die Motordrehzahl in Abhängigkeit der vom Fahrer durch das **Fahrpedal** vorgegebenen **Drosselklappenstellung** während des Anfahrvorgangs geregelt. Je schneller der Fahrer anfahren will, desto höher wird die Drehzahl gewählt. Zur Vermeidung von unnötigem Verschleiß sollte die Drehzahl, bei der der Motor

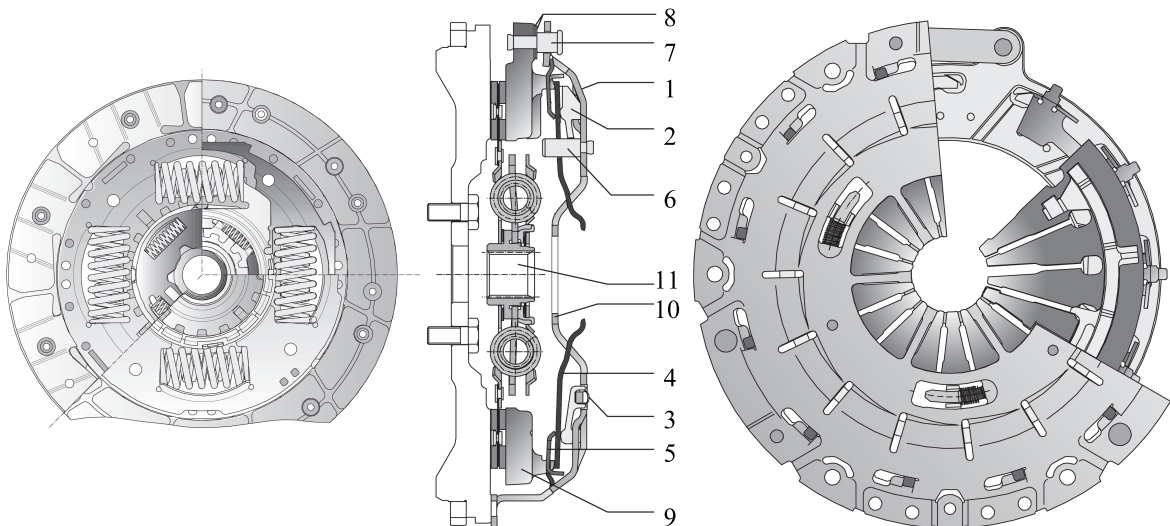


Bild 3.12: Ausgeführte mechanische Ein-Scheiben-Trockenkupplung mit Membranfeder [LUK]

1 Deckel, 2 Verstellring (Rampenring), 3 Druckfeder, 4 Tellerfeder, 5 Sensor-Tellerfeder, 6, 7 Bolzen, 8 Blattfeder, 9 Anpressplatte, 10 Anschlag, 11 Kupplungsscheibe

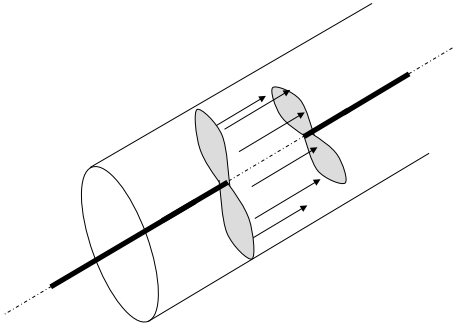


Bild 3.13: Wirkprinzip einer hydrodynamischen Kupplung

sein maximales Moment abgibt, nicht überschritten werden.

Wenn wir das Trägheitsmoment der Kupplungsscheibe vernachlässigen, gilt bei konstanter Motordrehzahl: $M_K = M_M$. Die Kupplung ist damit ein reiner **Drehzahlwandler**.

Bild 3.13 zeigt das Wirkprinzip einer **hydrodynamischen Kupplung**. Das Drehmoment wird durch die Trägheitskräfte einer Flüssigkeit übertragen. Hierbei ergeben sich folgende Vorteile gegenüber einer mechanischen Reibkupplung:

- nahezu Verschleißfreiheit,
- Drehmomentstöße und Schwingungen werden weggedämpft.

Als Nachteile ergeben sich:

- schlechter Wirkungsgrad, da zur Drehmomentübertragung immer Schlupf erforderlich ist,
- keine vollständige Momentenunterbrechung, das nachgeschaltete Getriebe muss daher lastschaltbar sein.

Aufbauend auf der hydrodynamischen Kupplung wurde der **Trilok-Wandler** entwickelt und 1929 in

Deutschland zum Patent angemeldet. Beim Trilok-Wandler wird das Ausgangsmoment gegenüber dem Eingangsmoment erhöht, wenn die Ausgangsdrehzahl deutlich kleiner als die Eingangsdrehzahl ist. Daher spricht man von einem Wandler und nicht von einer Kupplung. Der prinzipielle Aufbau eines Trilok-Wandlers ist in Bild 3.14 dargestellt.

Vereinfacht können wir uns seine Funktion folgendermaßen vorstellen: Das Öl wird im **Pumpenrad** beschleunigt und trifft auf die Schaufeln des **Turbinenrads**. Durch die Umlenkung des Öls an den Schaufeln entstehen ein Impuls und somit das Antriebsmoment. Das Öl trifft nun auf das feststehende **Leitrad**. Dort wird es stark umgelenkt. Ein Teil des Öls trifft erneut auf das Turbinenrad und verstärkt damit das Antriebsmoment. Mit zunehmendem Verhältnis Turbinenraddrehzahl M_T zu Pumpenraddrehzahl M_P wird die Differenzgeschwindigkeit zwischen Turbinenrad und dem aus dem Leitrad strömenden Öl geringer. Dadurch nimmt die Drehmomentüberhöhung ab. Je nach Auslegung der Schaufelgeometrie ist bei einem Drehzahlverhältnis $M_T/M_P \approx 0,85$ die Differenzgeschwindigkeit null, d. h., es findet keine Drehmomentüberhöhung mehr statt. Bei weiter steigendem Drehzahlverhältnis würde das Öl aus dem Leitrad das Antriebsmoment gegenüber dem Motormoment abschwächen. Damit dies nicht passiert, ist das Leitrad über einen **Freilauf** mit dem Gehäuse verbunden. Das Leitrad läuft jetzt frei mit und erzeugt keinerlei Impuls. Der Wandler arbeitet in diesem Bereich als hydrodynamische Kupplung.

Der Anfahrvorgang mit Wandler wird in Kap. 8.8 betrachtet.

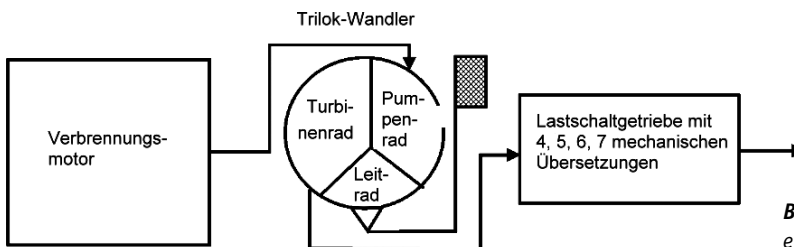


Bild 3.14: Prinzipieller Aufbau eines Trilok-Wandlers [2]