

Hybridfahrzeuge

Getriebetechnologie an Beispielen

Bearbeitet von
Werner Klement

1. Auflage 2017. Buch. 181 S. Kartoniert / Broschiert

ISBN 978 3 446 43494 3

Format (B x L): 16,4 x 23,8 cm

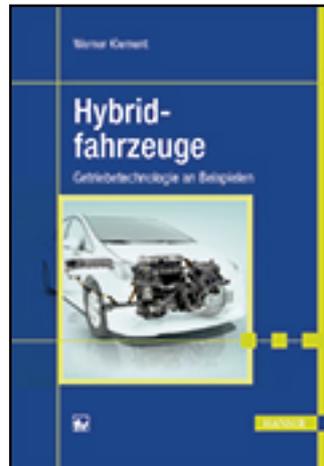
Gewicht: 352 g

[Weitere Fachgebiete > Technik > Verkehrstechnologie > Fahrzeugtechnik](#)

schnell und portofrei erhältlich bei


DIE FACHBUCHHANDLUNG

Die Online-Fachbuchhandlung beck-shop.de ist spezialisiert auf Fachbücher, insbesondere Recht, Steuern und Wirtschaft. Im Sortiment finden Sie alle Medien (Bücher, Zeitschriften, CDs, eBooks, etc.) aller Verlage. Ergänzt wird das Programm durch Services wie Neuerscheinungsdienst oder Zusammenstellungen von Büchern zu Sonderpreisen. Der Shop führt mehr als 8 Millionen Produkte.



Werner Klement

Hybridfahrzeuge

Getriebetechnologie an Beispielen

ISBN (Buch): 978-3-446-43494-3

ISBN (E-Book): 978-3-446-43625-1

Weitere Informationen oder Bestellungen unter

<http://www.hanser-fachbuch.de/978-3-446-43494-3>

sowie im Buchhandel.

Vorwort

Das Thema „Hybrid“ ist sehr präsent in der öffentlichen Diskussion. Die technischen Lösungen sind dabei unterschiedlich. Während man bei den europäischen Fahrzeugherstellern den Parallelhybrid favorisiert, ist Toyota einen völlig anderen Weg gegangen und ist mit einem elektrischen Getriebe in Leistungsverzweigung auf dem Markt stark vertreten.

Die Funktion und die zum Verständnis von leistungsverzweigten Konzepten notwendigen Grundlagen werden in diesem Buch hergeleitet und entwickelt. Im Gegensatz zu anderen Veröffentlichungen zum Thema Hybrid stehen nicht die elektrischen Maschinen im Fokus und auch nicht die technischen Details ausgeführter hybrider Antriebe, sondern die Systemanforderungen und die Grundlagen. Abgeleitet von den Anforderungen eines Fahrzeuges werden die Potentiale bei Einsatz zusätzlicher elektrischer Maschinen und die Möglichkeiten bei Verwendung dieser Komponenten aufgezeigt. Es soll Studierende und alle Interessierten in die Lage versetzen neue Antriebskonzepte, wie z. B. das Toyota Hybrid System (THS) zu verstehen und zu bewerten. Daher handelt es sich in erster Linie um ein Lehrbuch für Bachelor- und Masterstudierende, das aber auch für viele Praktiker der Automobilindustrie von Nutzen ist.

Der Fokus dieses Buches liegt nicht auf einzelnen technischen Leistungswerten, sondern auf dem Konzeptgedanken und den grundsätzlichen Zusammenhängen. Der interessierte Leser fragt sich sicher, warum ein Konzept wie das THS bisher nicht von anderen Herstellern aufgegriffen und in ähnlicher Form übernommen wurde, obwohl es bei der wichtigen Frage des Verbrauches eindeutig Vorteile aufweist. Es gibt sicher ökonomische Gründe, da völlig andere Entwicklungs- und Fertigungseinrichtungen benötigt werden. Eine Rolle spielen sicher auch kulturelle Punkte, wie die in der Fahrzeugindustrie praktizierte Geheimhaltung, die eine offene und kritische Diskussion über neue Lösungen verhindert. Beim THS hat das Prinzip „Zulieferer“, der seine eigenen Entwicklungen allen Herstellern anbietet und damit gleiche Technologien fördert, nicht funktioniert, da es bisher keinen Systemanbieter gibt. Ein weiterer Grund ist das allgemeine Verständnis von Getrieben mit Leistungsverzweigung. Diese gehören nicht zum Standardwissen im Maschinenbau und kombiniert mit E-Maschinen sind dies für einen PKW mit Verbrennungsmotor eine seither nicht bekannte Ausführungen des Antriebes. Ein interessantes Thema ist dabei die Übernahme der klassischen Getriebefunktionen durch das Hybridsystem. Wie in diesem Buch aufgezeigt wird, bedeutet Hybrid nicht nur eine Ergänzung mit neuen Funktionen zum bestehenden Antriebsstrang, sondern es können konventionelle Bauteile wie z. B. ein Automatgetriebe damit ersetzt werden. Solche gravierenden Änderungen sind schwierig zu verstehen, da sie ein komplettes Umdenken erfordern. Daher ist es nicht verwunder-

lich, wenn die allgemeinen Beschreibungen dieser Systeme mit Leistungsverzweigung sachlich oft nicht korrekt sind.

Mein Dank gilt dem Hanser Verlag für die Veröffentlichung des Buches und im Besonderen Frau Ute Eckardt, die als Lektorin viel zum Gelingen beigetragen hat. Ebenso bedanke ich mich bei Frau Katrin Wulst für die Gestaltung. Besonderer Dank gilt meiner Frau Brigitte für ihre Mithilfe und ihr Verständnis während der Entstehungsphase.

Ich hoffe, dass dieses Buch einen Beitrag zum besseren Verständnis des Themas „Hybrid“ leistet. Eine größere Beachtung aller Hybridkonzepte in der Entwicklung wäre wünschenswert. Ich wünsche Ihnen, lieber Leser, viele neue Erkenntnisse und viel Vergnügen bei der Lektüre.

Heidenheim im März 2017

Werner Klement

Inhalt

■	Vorwort	5
■	Verwendete Formelzeichen	10
1	Definition Hybridfahrzeug	11
1.1	Funktionsumfang	11
1.1.1	Start-Stopp-System	12
1.1.2	Boosten	13
1.1.3	Rekuperation	13
1.1.4	Elektrisch Fahren	14
1.1.5	Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors	14
1.1.6	Schalten ohne Zugkraftunterbrechung	14
1.1.7	Allradantrieb	15
1.1.8	Segelbetrieb	15
1.1.9	Zusätzliche Möglichkeiten	16
1.2	Stand der Technik	16
2	Anforderungen Fahrzeuge	18
2.1	Definition Fahrzeug	18
2.2	Fahrwiderstände	18
2.2.1	Dynamische Widerstände	21
2.2.2	Leistungsanforderungen	22
3	Hybridkonfigurationen	26
3.1	Parallele Anordnungen	26
3.1.1	Anordnungen zwischen Motor und Getriebe	27
3.1.2	Anordnung nach Getriebe	29
3.1.3	Anordnung im Getriebe	30
3.2	Serielle Anordnungen	32
3.3	Leistungsverzweigte Hybride	34
3.4	Einteilung Hybride	36
3.5	Getriebe - Hybrid	37

4	Nutzen der Hybridfunktionen	39
4.1	Start-Stopp-Funktion	39
4.2	Boosten	40
4.3	Rekuperation	41
4.4	Elektrisch Fahren	43
4.5	Lastpunktverschiebung	45
4.6	Schalten ohne Zugkraftunterbrechung	47
4.7	Allradantrieb	48
4.8	Segelbetrieb	49
4.9	Plug-in-Lösungen	50
4.10	Allgemeine Anmerkungen	50
5	Leistungsfluss	52
5.1	Grundlagen Getriebetechnologie	52
5.2	Modellerweiterung mit E-Maschinen	55
5.2.1	Parallele Anordnung	55
5.2.2	Serielle Anordnung	56
5.2.3	Anordnung mit Leistungsverzweigung	57
5.2.4	Leistungsflüsse mit E-Maschinen	58
5.3	Getriebeelemente	60
5.4	Wirkungsgrad	64
6	Grundlagen Planetengetriebe	66
6.1	Einfacher Planetenradsatz	66
6.1.1	Drehzahlverhältnisse	69
6.1.2	Momentenverhältnisse	75
6.1.3	Leistungsfluss	79
6.2	Berechnung 8-P-Automat	80
6.3	Wirkungsgradberechnung von Planetengetrieben	89
7	Leistungsverzweigung	95
7.1	Grundlagen	95
7.2	Verteilgetriebe	98
7.2.1	Verteilgetriebe Variante 1	99
7.2.2	Verteilgetriebe Variante 2	104
7.3	Sammelgetriebe	107
7.3.1	Sammelgetriebe Variante 1	108
7.3.2	Sammelgetriebe Variante 2	111
8	Ausgeführte Konzepte	114
8.1	Toyota-Hybrid-System (THS)	114
8.1.1	Grundfunktionen Getriebe	116
8.1.2	Hybridfunktionen THS	131

8.1.2.1	Start-Stopp THS	131
8.1.2.2	Boosten THS	132
8.1.2.3	Rekuperation THS	135
8.1.2.4	Fahren rein elektrisch	137
8.1.2.5	Lastpunktverschiebung	139
8.1.2.6	Schaltung ohne Zugkraftunterbrechung	140
8.1.2.7	Allradantrieb	140
8.1.2.8	Segelbetrieb	141
8.1.3	Inline-Ausführungen THS	141
8.1.4	Prius 4 – Ausblick	144
8.2	Two-Mode-System	144
8.2.1	Grundfunktionen	145
8.2.2	Hybridfunktionen Two-Mode-Konzept	152
8.3	Ampera/Volt	156
9	Ausblick	160
9.1	Gesetzliche Vorgaben	160
9.2	Vorgaben Plug-in-Hybride	162
9.3	Bewertung Toyota/Parallel-Hybrid	164
10	Übungsaufgaben	166
11	Literatur	178
	Sachwortverzeichnis	179

2

Anforderungen Fahrzeuge

■ 2.1 Definition Fahrzeug

Ein Kraftfahrzeug kann selbsttätig (automobil) fahren und ist nicht schienengebunden. Bezüglich der Anforderungen an den Antrieb verhalten sich Schienenfahrzeuge ähnlich, nicht jedoch in Bezug auf die Anforderungen an Fahrwerk und Lenksysteme. Bei der Betrachtung „Hybrid“ geht es nur um das Antriebssystem und daher gelten alle Aussagen auch für Schienenfahrzeuge unter Berücksichtigung der spezifischen Auslegungsdaten.

Pkws weisen die größte Population und die meisten Varianten auf. Es gibt jedoch noch viele weitere Gruppen von Fahrzeugen, wie Zweiräder, Nutzfahrzeuge (dazu zählen auch Omnibusse), Zugmaschinen (Traktoren) und selbstfahrende Arbeitsmaschinen. Pkws sind am universellsten einsetzbar und haben daher entsprechende Anforderungen an den Antrieb. Es ist einfacher, ein Fahrzeug für ein im Voraus bekanntes Einsatzprofil auszulegen, als alle denkbaren Betriebszustände abzudecken.

Gemeinsam ist allen Fahrzeugen, dass sie eine Masse besitzen und über den Kontakt Rad/Untergrund die Antriebskräfte übertragen. Daher gelten die bekannten physikalischen Gesetze, und es wirken Reibungskräfte und Trägheitskräfte.

■ 2.2 Fahrwiderstände

Statische Widerstände:

Allgemein bekannt ist die Formel zur Berechnung der Fahrwiderstände als Kräfte:

$$F_{\text{Rad}} = m g \cos\alpha f + m g \sin\alpha + c_w A \frac{\rho}{2} v^2 \quad (2.1)$$

Zur Vereinfachung denkt man sich alle Kräfte an einem Rad angreifend. Daraus ergibt sich, 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 2.1), so erkennt man, dass sich abhängig von dem Steigungswinkel Parabeln ergeben.

Sperren und entsprechendem Untergrund eine Steigfähigkeit von 100% erreichen. Dies entspricht bekanntlich einer 45°-Steigung und mindestens einem Kraftschlussbeiwert von > 1 . Bei einem Winkel von 45° haben Kosinus und Sinus den gleichen Wert und damit entspricht der Hangabtrieb genau der Normalkraft.

Da bekanntlich Kraft (in N) mal Geschwindigkeit (in m/s) Leistung ergibt, erhalten wir durch Multiplikation mit der Geschwindigkeit die entsprechende Formel:

$$F_{\text{Rad}} \cdot v_{\text{F}} = m g \cos\alpha f v_{\text{F}} + m g \sin\alpha v_{\text{F}} + c_{\text{W}} A \frac{\rho}{2} v_{\text{F}}^3 \quad (2.2)$$

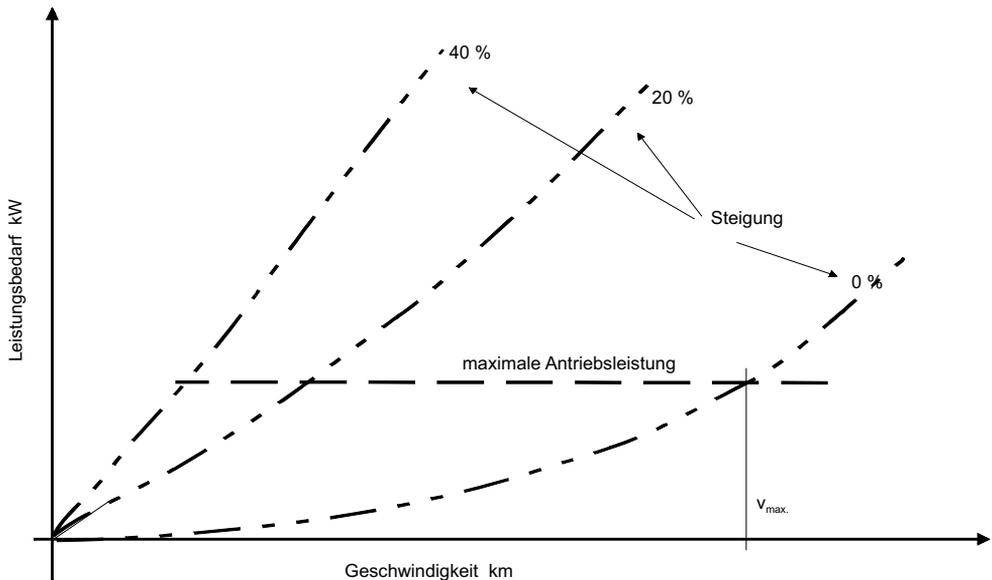


Bild 2.2 Leistungsbedarf als $f(v, \text{Steigung})$

Im Bild 2.2 kann man erkennen, dass abhängig von der Steigung bei gegebener Leistung sich immer eine maximal mögliche Geschwindigkeit einstellt. Der Wert für die Ebene (Steigung 0%) ist der Wert für die Höchstgeschwindigkeit eines Fahrzeuges. Um eine Steigung bei gegebener Leistung möglichst schnell befahren zu können, benötigen Kraftfahrzeuge **Kennungswandler**. Um die Anforderungen eines Kfz zu erfüllen, werden in Verbindung mit Verbrennungsmotoren Getriebe eingebaut. Diese ermöglichen große Kräfte bei kleinen Drehzahlen und entsprechend kleine Kräfte bei großen Drehzahlen. Bedingt durch die Drehzahlunterschiede zwischen Rad und Motordrehzahl ist auf jeden Fall immer eine konstante Übersetzung – die sogenannte Achsübersetzung – erforderlich, und um eine Kraft am Rad zu erhalten, muss der Reifenhalmeser als feste Größe mitberücksichtigt werden.

Wählen wir die konstante Übersetzung (Achsübersetzung) und den Reifenhalmeser in der Größenordnung, dass wir gerade mit maximaler Motorleistung die maximale Fahrgeschwindigkeit erreichen, so ergibt sich die Darstellung im Bild 2.3. Hier ist ersichtlich, dass ohne Getriebe nur ein Fahren in der schraffierten Fläche möglich wäre.

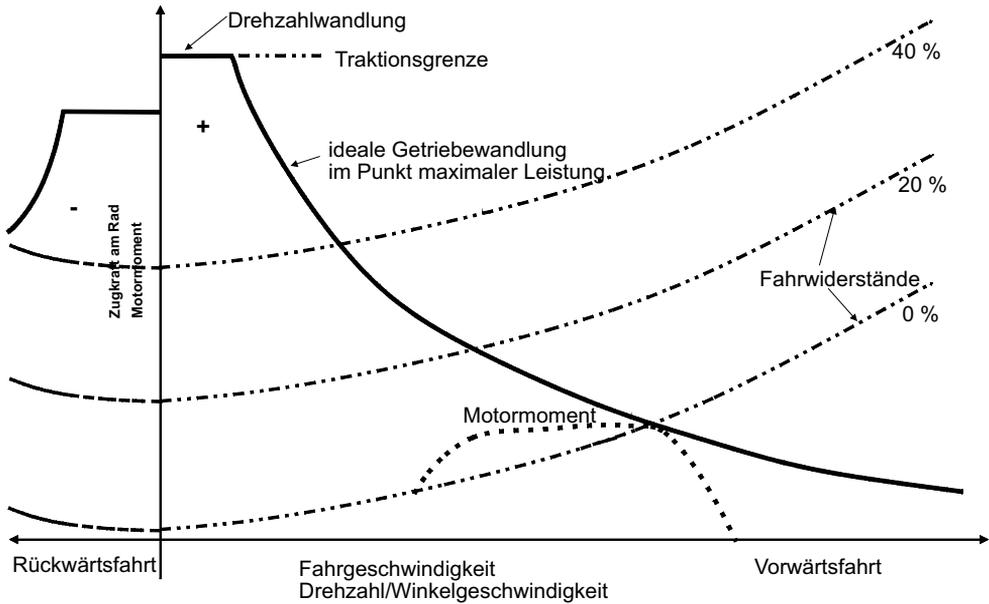


Bild 2.3 Ideales Kennfeld bei gegebener Leistung

Dies bedeutet, Steigungen können nicht gefahren werden und ein Anfahren ist nur mit Einschränkungen (Moment/Rutschzeit) möglich. Es bleibt ein kleines Feld, in dem das Fahrzeug sinnvoll betrieben werden kann.

Ausgehend vom Punkt der maximalen Fahrgeschwindigkeit und maximalen Leistung, können wir die Anforderungen an ein ideales Getriebe für Fahrzeuge einzeichnen. Eine stufenlose Drehmoment- und 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“. Beim Rückwärtsfahren haben wir negative Fahrgeschwindigkeit (andere Richtung!), aber die gleichen Kräfte und daher eine spiegelbildliche Darstellung. Zu beachten ist dabei, dass mit einem Wechsel der Fahrtrichtung sich die Achslasten verändern.

2.2.1 Dynamische Widerstände

Bei Fahrzeugen haben wir es vor allem bei Pkws mit dynamischen Vorgängen – Beschleunigen und Bremsen – zu tun. Dies ist ein entscheidender Unterschied in der Fahrzeugtechnik im Vergleich zu stationären Anlagen. Diese arbeiten im Dauerbetrieb bei einer konstanten Leistung, wogegen Fahrzeuge beschleunigen und verzögern und dabei zusätzlich im Betrieb wie z. B. beim Lkw die Masse um den Faktor 3 oder mehr verändern. Dies sind völlig andere Herausforderungen für die Auslegung eines Antriebes.

Für die Beschleunigung einer Masse gilt der Satz von *Newton*:

$$\text{Kraft} = \text{Masse} \times \text{Beschleunigung}$$

Beim realen Fahrzeug muss nicht nur die translatorische Masse beschleunigt werden, sondern die rotatorischen Anteile aller drehenden Teile sind auch zu berücksichtigen. Wenn man dies möglichst genau machen möchte, ist die Kenntnis aller Massen und Drehzahlen erforderlich. Dies ist sehr aufwendig und diese Daten sind bei der Projektierung nicht bekannt. Es gibt daher eine einfache Möglichkeit, alle Bauteile, die sich proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit drehen, mit einem Korrekturfaktor zusätzlich zur translatorischen Masse zu berücksichtigen. Dieser Faktor wird mit dem griechischen Buchstaben χ bezeichnet. Damit ergibt sich für den Fahrwiderstand folgende Gleichung:

$$F_{\text{Rad}} = m g \cos\alpha f + m g \sin\alpha + c_w A \frac{\rho}{2} v^2 + m b \chi \quad (2.3)$$

Der Wert für den Massenzuschlag χ hängt von der Bauart des Fahrzeuges ab. Für Pkws liegt er in der Größenordnung von ca. 1,02, wogegen bei Lkws auch Werte bis 1,06 auftreten können. Der Vorteil dieser Betrachtung ist, dass ohne detaillierte Kenntnisse über die Ausführung alle wesentlichen fahrdynamisch relevanten Daten berechnet werden können. Durch Umstellung kann man die für eine gewünschte Beschleunigung benötigte Kraft berechnen. Bei der Erweiterung mit der Geschwindigkeit (Gleichung (2.2)) erhält man die benötigte Leistung. Entscheidend ist immer die am Rad/an den Antriebsrädern vorhandene Kraft bzw. Leistung und nicht die installierte Leistung.

Rechnet man die maximal mögliche Beschleunigung ohne Berücksichtigung der realen Verteilung und Verfügbarkeit, so ist bei einem Kraftschlussbeiwert von 1 die dem Fahrzeuggewicht entsprechende Gewichtskraft die maximale Kraft zum Beschleunigen des Fahrzeuges. Rechnerisch ergibt sich dann als Maximalwert die Fallbeschleunigung g ($9,81 \text{ m/s}^2$). Nimmt man dies als Grenzwert, so ergeben sich minimale Beschleunigungszeiten von $0 \dots 100 \text{ km/h}$ mit $2,8 \text{ s}$ und von $0 \dots 200 \text{ km/h}$ von $5,7 \text{ s}$. Kürzere Beschleunigungszeiten bei Antrieb über den Kontakt Rad/Straße sind nur erreichbar, wenn entweder Kraftschlussbeiwerte größer als 1 realisiert werden oder Normalkräfte größer als die Fahrzeugmasse erzeugt werden. Dies kann mit einem Spoiler erreicht werden, der die Anpresskraft auf die Antriebsachse erhöht.

2.2.2 Leistungsanforderungen

Roll- und Luftwiderstand sind immer vorhanden und wirken entgegen der Fahrtrichtung. Dies sind die beiden Größen, die auf jeden Fall als Verlust aufzubringen sind. Im realen Fall machen z. B. im Stadtverkehr diese beiden Anteile ca. 10% der eingesetzten Energie aus oder anders ausgedrückt der Wirkungsgrad eines Kfz liegt bei etwa 10%. Es gibt offensichtlich eine große Chance auf eine Verbesserung des Wirkungsgrades. Einen großen Anteil an dieser Problematik hat der Verbrennungsmotor, der im besten Falle zwar ca. 50% Wirkungsgrad erreicht, aber vor allem bei kleiner Last nur sehr viel geringere Werte erzielt.

Der Luftwiderstand ist durch den exponentiellen Einfluss (Geschwindigkeit geht in der dritten Potenz ein) bei höheren Geschwindigkeiten die entscheidende Größe. Er bestimmt auch letztlich die maximale Fahrgeschwindigkeit bzw. die zu installierende Leistung für die gewünschte Maximalgeschwindigkeit. Die Entwicklung der SUV mit den großen Stirn-

flächen erforderte daher große Motorleistungen. Wie drastisch die Leistungsanforderung mit der Geschwindigkeit steigt und wie sich eine Veränderung des Luftwiderstandsbeiwertes auswirkt, zeigt Bild 2.4 am Beispiel eines Pkws.

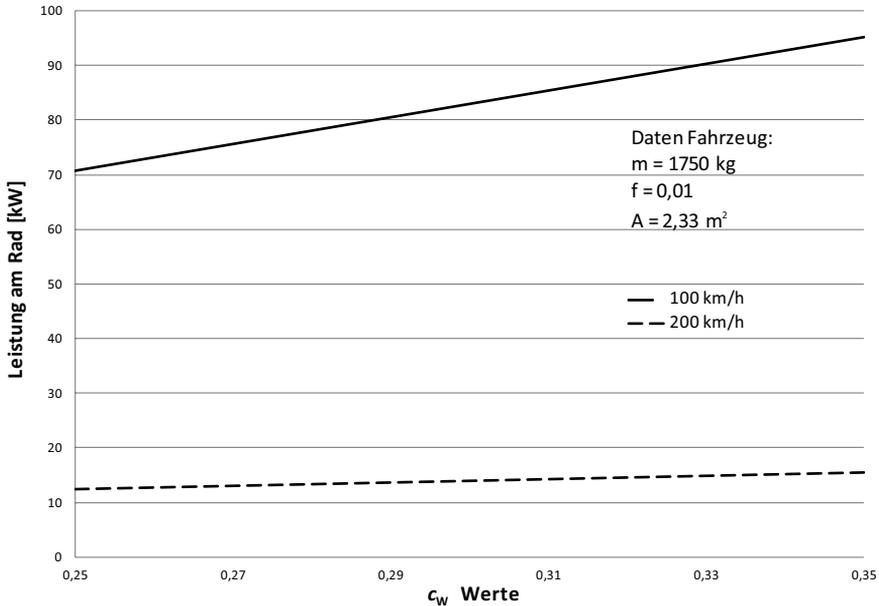


Bild 2.4 Einfluss Luftwiderstandbeiwert auf Leistungsbedarf

Eine Reduzierung dieser Werte hat bei allen Entwicklungen höchste Priorität. Nach einer deutlichen Verbesserung des c_w -Wertes in der Vergangenheit gibt es zahlreiche Entwicklungen, den Rollwiderstandsbeiwert zu verbessern. Das Potenzial eines verbesserten Rollwiderstandsbeiwertes zeigt Bild 2.5 am Beispiel eines Stadtbusses bei konstanten Geschwindigkeiten (Fahrzeugdaten: $m = 18 \text{ t}$; $c_w = 0,6$; $A = 6,5 \text{ m}^2$).

Für Personenwagen ergeben sich die gleichen Verhältnisse auf niedrigerem Niveau. Die Fahrzeugmasse geht linear ein. Bei einer konstanten Geschwindigkeit von 100 km/h beträgt die Leistung für den Rollwiderstand 4,9 kW bei einem Rollwiderstandsbeiwert von $f = 0,01$ oder 3,4 kW bei dem Idealwert von $f = 0,007$ (Fahrzeuggewicht = 1800 kg). Unterstellt man einen spezifischen Verbrauch von 250 g/kWh, so ergibt sich für diesen Betriebszustand (100 km/h Konstantfahrt) ein Einsparpotenzial von 0,375 l/(100 km). Daher bringen sogenannte eco-Reifen bei Pkws in der Realität keine große Verbrauchseinsparung. Dies sieht bei Fahrzeugen mit mehr Masse (Nutzfahrzeuge) und geringeren Geschwindigkeiten ganz anders aus. Der Stadtbuss in Bild 2.5 hat bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h bei einem $f = 0,01$ eine Reibleistung von 24,5 kW oder mit einem idealen eco-Reifen bei $f = 0,007$ eine Rollreibleistung von 17,2 kW. Damit ergibt sich eine Einsparung von 7,3 kW oder bei einem spezifischen Verbrauch von 200 g/kWh eine Einsparung von ca. 1,4 l/(100 km/h).

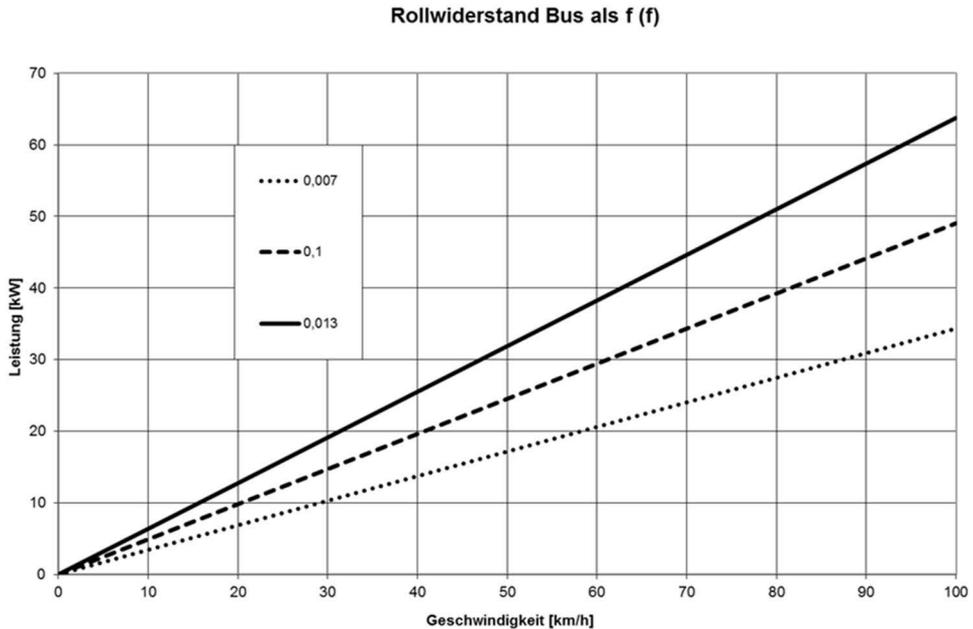


Bild 2.5 Einfluss Rollwiderstandbeiwert auf Rollwiderstandsleistung

Im Gegensatz zum Luftwiderstand ist beim Rollwiderstand die Kraft konstant und die Leistung nur linear von der Geschwindigkeit abhängig. Um die Auswirkung der beiden Einflussgrößen auf den Verbrauch besser beurteilen zu können, ist eine relative Darstellung sinnvoll. Im Bild 2.6 ist der prozentuale Anteil der Rollwiderstandsleistung für einen Pkw im Vergleich zur Luftwiderstandsleistung aufgetragen. Hier sieht man sehr gut den Effekt abhängig von der Geschwindigkeit. Die Verbesserung des Rollwiderstandsbeiwertes rechnet sich bei kleinen Geschwindigkeiten, wie eine einfache Rechnung zeigt. Wenn man bei 50 km/h 65 % der Antriebsleistung für den Rollwiderstand benötigt, so bringt eine Verbesserung um 10 % des Beiwertes eine Reduzierung des Verbrauches um 6,5 %.

Im Umkehrschluss bedeutet dies: Für langsame Fahrzeuge ist eine Verbesserung des Luftwiderstandsbeiwertes nicht sehr wirksam. In unserem obigen Beispiel würde eine 10%-Verbesserung gerade noch 3,5 % Verbrauchseinsparung bedeuten, und dies bei konstanter Geschwindigkeit! Es ist aber so, dass gerade Stadtfahrzeuge eben nicht konstant fahren, sondern einen sehr intermittierenden Betrieb mit Beschleunigen und Verzögern haben. Die dazu erforderlichen Leistungen sind aber viel größer als die beiden Widerstände, und diese Erkenntnis bildet eine der Überlegungen für eine Hybridisierung mit der Möglichkeit der Energierückgewinnung.

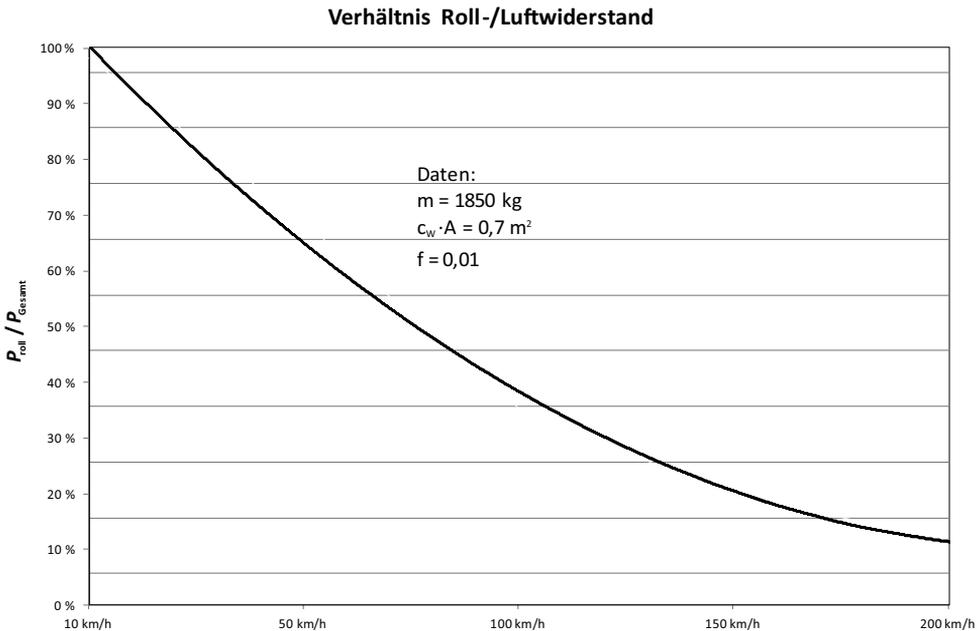


Bild 2.6 Rollwiderstand zu Luftwiderstand

Sowohl der Steigungswiderstand als auch der **Beschleunigungswiderstand** können beim Fahrzeug positive und negative Werte annehmen. Die zurückgelegte Steigung wird in Form von Lageenergie gespeichert und geht nicht verloren. Bei einer Bergabfahrt wird diese als Hangabtrieb zurückgewonnen. Das Problem ist, dass Roll- und Luftwiderstand in der Regel nicht genau den Hangabtrieb kompensieren und eine zusätzliche Bremskomponente notwendig ist. Diese Energie ist verloren, wenn es keine Speichermöglichkeit gibt.

Die durch eine Beschleunigung gewonnene Energie wird als **kinetische Energie** gespeichert. Beim Verzögern wird diese durch die Radbremsen in Wärme umgesetzt und ist damit energetisch nicht mehr nutzbar. Es gab und gibt immer wieder neue Ideen, die kinetische Energie rekuperativ zu nutzen. Dies ist aber aus technischer Sicht nicht einfach lösbar, da neben dem absoluten Leistungswert auch der zeitliche Anteil eine entscheidende Rolle spielt. Kurzzeitig müssen große Leistungen und große Energiemengen rekuperiert werden. Dies bedeutet zusätzliche Masse und eventuell zusätzlichen Bauraum. Die Rückgewinnung der kinetischen Energie bietet trotzdem ein großes Potential zur Verbrauchsreduzierung, das stark vom Einsatzprofil abhängt. Weltweit sind sich alle Experten einig, dass Stadtomnibusse wegen ihres Einsatzprofils, das aus Beschleunigen und Verzögern besteht, für eine Hybridisierung bestens geeignet sind. Voraussetzung ist, dass eine genügend große Rekuperationsleistung und eine ausreichende Speichergröße zur Verfügung stehen.

3

Hybridkonfigurationen

Durch die verschiedenen Anordnungen der E-Maschine bzw. E-Maschinen im Antriebsstrang ergeben sich unterschiedliche Funktionalitäten. Sehr viel sinnvoller als eine Einteilung nach Größe der E-Maschinen und damit der möglichen Funktionen ist eine Einteilung in Bezug auf den Antriebsstrang. Alle **parallelen Anordnungen** sind sogenannte Add-ons. Lässt man diese weg, hat man trotzdem ein vollwertiges Fahrzeug. Anders sieht es bei seriellen und allen Mischformen (dies sind die leistungsverzweigten Architekturen) aus. Hierbei ist der elektrische Teil auch immer Bestandteil des mechanischen Antriebes. Daher erfüllen diese Ausführungen den Funktionsumfang von Vollhybriden. Mikro- und Mildhybrid sind Begriffe, die lediglich zu den parallelen Anordnungen passen. Die Einteilung nach Funktionen abhängig von der installierten elektrischen Leistung macht technisch wenig Sinn, wenn man sich nur die Palette der Fahrzeuge vom Citymobil bis zum 40-t-Lastzug anschaut.

■ 3.1 Parallele Anordnungen

Diese Anordnungen sind immer funktionell parallel zum bestehenden System und eignen sich daher gut für eine Nachrüstung bzw. Variante. Bedingt durch die Großserie wird speziell in Deutschland sehr viel Wert auf Gleichteile gelegt. Eine gemeinsame Plattform ist inzwischen ein Schlüssel zum wirtschaftlichen Erfolg. Deshalb bieten sich unter diesem Aspekt parallele Strukturen an, da vor allem bei seriellen Lösungen die Änderungen am Fahrzeug umfangreicher sind und auch Funktionsumfänge und vor allem das Fahrverhalten sich ändern können.

Die Einteilung der parallelen Antriebsstrukturen ist bisher nicht eindeutig geregelt. Die Daimler AG arbeitet mit den Begriffen P1, P2 usw. [01]. Dies ist sicher eine von vielen Möglichkeiten. Betrachtet man die verschiedenen Varianten, so ergibt sich der Einbau der E-Maschine bei der parallelen Anordnung entweder zwischen Motor und Getriebe, innerhalb des Getriebes oder im Antriebsstrang nach dem Getriebe. Abhängig von der Anzahl der Trennmöglichkeiten zwischen mechanischem Antrieb – Verbrennungsmotor – und elektrischer Maschine kann man die unterschiedlichen in Kapitel 1 beschriebenen Funktionsumfänge realisieren. Im Folgenden sind die denkbaren Anordnungen zusammengestellt und die möglichen Funktionen beschrieben. Diese Zusammenstellung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit, umfasst aber alle derzeit bekannten Konzepte.

3.1.1 Anordnungen zwischen Motor und Getriebe

Diese Anordnung zwischen Motor und Getriebe ist der „Standard“ aller Hybridkonfigurationen bei den deutschen OEMs. Der große Vorteil ist die einfache Schnittstelle. Nach dem Motor als eigenständige Komponente wird das Getriebe – verbunden mit einer Kupplung – als ebenfalls eigenständige Komponente verbaut. Dazwischen wird eine zusätzliche elektrische Maschine installiert. Bereits das System ISAD nutzte diese Schnittstelle, um den herkömmlichen Anlasser und Generator mit einer E-Maschine zu ersetzen. Dies war ein Vorläufer der Hybridlösungen, der sich wegen der Bedingung mit 42-Volt-Bordnetz nicht durchsetzen konnte. Aus Sicherheitsgründen wurde diese Spannung gewählt, was aber Einfluss auf die maximale Leistung der elektrischen Maschinen hatte. Die einfachste Anordnung in Bild 3.1 entspricht dieser Konfiguration.

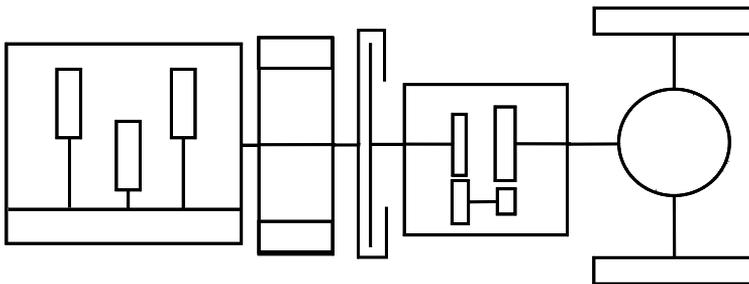


Bild 3.1 Einfachste Bauart Parallel-Hybrid

Die elektrische Maschine ist fest mit der Kurbelwelle verbunden. Damit ist ein Starten des Motors und Boosten beim Beschleunigen möglich. Die Rekuperation erfolgt parallel zum Schleppmoment des Verbrennungsmotors. In dieser Kombination werden nur kleine E-Maschinen verbaut. Der Grund liegt darin, dass eine rein elektrische Fahrt nur bedingt möglich ist, da der Verbrennungsmotor mitgeschleppt werden muss.

Vorstellbar ist der Einbau der E-Maschine anstelle des in jedem Fahrzeug vorhandenen Generators (Bild 3.2). Mithilfe einer solchen E-Maschine kann dann die Start-Stopp-Funktion ermöglicht werden und der herkömmliche Anlasser kann entfallen, wie dies bei allen motorseitig koppelbaren E-Maschinen der Fall ist. Eine Rekuperation ist ebenfalls problemlos möglich, da die Verbindung über den Antriebsstrang vorhanden ist. Boosten erfolgt über die Kurbelwelle und das Motormoment wird entsprechend erhöht. Das elektrische Fahren ist möglich, aber nur mit der Einschränkung, dass der Verbrennungsmotor lastfrei mitgeschleppt wird. Das macht nur Sinn, wenn die Schleppmomente klein sind. Die ist bei kleinen Benzinmotoren am ehesten gegeben. Wegen ihres wesentlich größeren Schleppmomentes sind Dieselmotoren dafür nicht geeignet. Eine Lastpunktverschiebung ist nur bei gleicher Drehzahl möglich und damit eine positive Energiebilanz schwierig darstellbar. Ein Problem bei dieser Konfiguration, die den geringsten Änderungsaufwand an der Fahrzeugkonfiguration hat, ist die Kupplung zwischen Motor und Schaltgetriebe. Diese muss zwingend für das elektrische Fahren automatisiert werden. Diese Funktion ist aber bereits heute bei automatisierten Schaltgetrieben vorhanden; daher ist keine neue Entwicklung bezüglich der Hardware erforderlich. Nur die Ansteuerung muss entsprechend den zusätzlichen Funktionen angepasst werden.

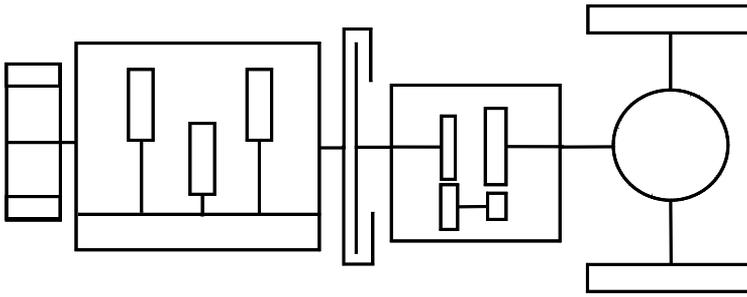


Bild 3.2 Parallel-Hybrid mit E-Maschine anstelle Generator

Um vor allem bei größeren Verbrennungsmotoren und bei Dieselmotoren eine rein elektrische Fahrt zu ermöglichen, wird die Variante mit einer zusätzlichen Kupplung zwischen Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine verbaut (Bild 3.3). Die auf der Getriebe-seite verbaute Kupplung wird meist im Getriebe selbst realisiert (Bild 3.4). Aus Komfort- und auch funktionalen Gründen ist diese Anordnung nur mit Automatgetrieben bzw. automatisierten Schaltgetrieben möglich. Beim Automatgetriebe sind für jeden Gang eigene Schaltelemente vorhanden und diese ersetzen dann die getriebe-seitige Kupplung. Zum Starten des Verbrennungsmotors wird das **Automatgetriebe** einfach in Leerlauf geschaltet und hat damit keine Verbindung mehr zum Abtrieb. Ein Nachteil besteht darin, dass die drehenden Teile im Getriebe mitgeschleppt werden müssen und als zusätzliche Masse-trägheit wirksam sind. Die offenen Lamellenschaltelemente (Kupplungen und Bremsen) erzeugen zusätzliche Schleppverluste. Bei reiner E-Fahrt ergibt sich die Problematik, dass kein Öldruck zum Schließen der Schaltelemente bei Drehzahl null vorhanden ist. Der Verbrennungsmotor läuft immer mit mindestens Leerlaufdrehzahl, sodass die primär-seitige Ölpumpe vom VM angetrieben wird und damit die Schaltelemente geschlossen werden können. Im Falle des Parallelhybrid ist daher eine zusätzlich elektrisch angetriebene Hydraulikversorgung erforderlich, um mit der E-Maschine bei Abtriebsdrehzahl null Anfahren zu können.

Diese Variante kann genauso wie die einfache Bauart einen Segelbetrieb ermöglichen. Eine Unterstützung bei den Schaltungen, um ohne Unterbrechung der Zugkraft die Übersetzungen zu wechseln, ist nicht möglich bei einer Anordnung zwischen Motor und Getriebe.

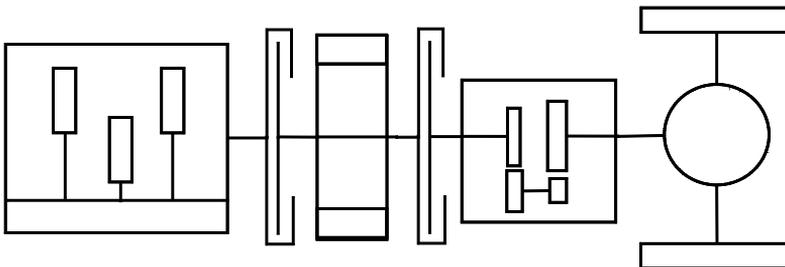


Bild 3.3 Parallel-Hybrid mit zwei Kupplungen

Sachwortverzeichnis

A

Abgasturbolader 40, 143
Allrad 141
Allradantrieb 15, 48, 140
Ampere 156
Anfahrelement 117
Anfahren 38, 98, 120
Ansprechverhalten 41, 119
Antriebsstrukturen, parallele 26
Atkinson 144
Automatgetriebe 14, 28, 49, 66, 80, 88,
117, 145

B

Batterie 16, 42
Beschleunigung 21, 132
Blindleistung 79, 97, 102, 128 f.
Boosten 13, 40, 58, 132, 152
Bremsband 68
Brennstoffzelle 16

D

Differenzial 122
Differenzialgetriebe 77
Doppelkupplungsgetriebe 48
Drehmoment 37, 52, 61, 118, 120
Drehmomentwandlung 118
Drehrichtung 60, 122
Drehzahl 37, 52

E

elektrische Leistung 32
elektrisch fahren 14, 44, 50, 137, 155
E-Maschine 42
E-Motor 11
Energierückgewinnung 135
Energiespeicher 16, 43, 137

F

fahrdynamisch 33
Fahrkomfort 142
Fahrverhalten 129
Fahrwiderstand 18, 49
Flussrichtung 97
Freilauf 63
Fullhybrid 12

G

generatorisch 55
Gesamtwandlung 83
Gesamtwirkungsgrad 103
Geschwindigkeit 22
Getriebe 30, 38, 52, 66, 95, 112, 114, 145

H

Hohlrad 99
Hybrid 51
- autarker 17
- serieller 32, 38, 50, 56
Hybridausführung 81

Hybridfahrzeug 11, 38
Hybridfunktionen 114, 131
Hybridgetriebe 80
Hybridkonfigurationen 37

I

ISAD 12

K

Kennungswandler 20
kinetische Energie 25, 164
Koppelstruktur 81
Kraftfahrzeug 18
Kraftstoffverbrauch 47, 117, 127, 155
Kraftstoffverbrauchswert 160
Kupplung 78, 98, 104, 116
Kupplungsgeschwindigkeit 72
Kutzbachplan 62, 69, 74, 90, 100, 108, 116,
128, 131, 147, 152, 167

L

Ladebetrieb 138
Lamellenbremse 68
Lamellenkupplung 68
Lastpunktverschiebung 14, 45, 139, 155
Leerlaufverlust 49
Leistung 52
Leistungsfluss 79, 97
– Prinzip 102
Leistungsflussumkehr 129
Leistungssteilung 97
Leistungsverzweigung 34, 38, 57f., 66,
68, 95f., 113, 115, 124, 166
Lexus 141
Luftwiderstand 18, 22

M

Massenzuschlag 22
Mildhybrid 12
Mode 145
Momente 60, 75, 99

Momentengleichgewicht 78
motorisch 55

N

NEFZ 12, 160
NEFZ-Test 144

O

Ölpumpe 81
Overdrivemodus 117

P

Parallelhybrid 17, 47, 81, 134, 139f., 162
Planetengetriebe 66, 114
Planetensatz 57, 95, 113f.
Planetensatz, einfacher 66
Plug-in-Hybrid 12, 14, 17, 44, 50, 144, 160,
162
Prius 17, 116, 118, 120, 144, 158, 162

R

Range-Extender 156
Reichweite 17, 44, 162
Rekuperation 13, 25, 41, 58, 135, 152
Rollwiderstand 18, 23
Rückwärtsfahren 61, 102, 130
Rückwärtsgang 87

S

Sammelgetriebe 96, 107
Schalten 14, 47
Schleppmoment 135
Schlupf 63, 103
Schubbetrieb 135
Segelbetrieb 16, 49, 141
Sonnenrad 99
Spreizung 123
Start-Stopp 131, 152
Start-Stopp-Funktion 39
Start-Stopp-System 12

Steg 114
Steigungswiderstand 18, 25
Summiergetriebe 58
Systemleistung 134

T

Tauchschmierung 93
Testbedingung 163
Toyota-Hybrid-System 114, 165
Traktionsgrenze 19
Two-Mode-Getriebe 58, 66
Two-Mode-System 144

U

Übersetzung 120
Übersetzungsstufe 61
Übertragungsfähigkeit 81
Übertragungswirkungsgrad 126
Umfangsgeschwindigkeit 71

V

Verbrauch 162, 164
Verbrauchstests 160
Verbrennungsmotor 45

Verlust 64, 92 f., 125
Verlustbeiwert 89
Verlustleistung 94
Verteilergetriebe 58, 96, 116
Verteilgetriebe 104
Vorwärtsgang 87
Vorzeichenregel nach Förster 75

W

Wälzgeschwindigkeit 72
Wälzleistung 89
Wälzleistungsfluss 73, 89, 92
Wandlerautomat 48
Welle 61
Wilson-Getriebe 67
Winkelgeschwindigkeit 70, 124
Wirkungsgrad 52, 64, 89, 96, 100, 103,
124, 126, 164
WLTP 160
Wolf'sches Schema 75, 108, 171

Z

Zähnezahl 69, 81, 90, 99, 149
Zahnradstufe 62, 122
Zugkraftunterbrechung 15, 47, 140