

ansprechende Agilität bei gleichzeitiger Steigerung der Effizienz, wird in Abschn. 1.3 behandelt.

Dabei werden nicht nur das Getriebe mit dem Motor alleine, sondern alle kraftübertragenden Elemente bis zum Rad als Gesamtsystem **Antriebsstrang** betrachtet. Bis heute ist es bei der Entwicklung des Antriebsstrangs oft noch üblich, dass Getriebe und Motor aufgrund teilweise sehr unterschiedlicher Entwicklungsschwerpunkte getrennt voneinander entwickelt und später zusammengefügt und aufeinander abgestimmt werden. Während beim Motor ein Großteil der Entwicklungszeit dafür aufgewendet wird, die Abstimmung (quasi-)statisch am Motorprüfstand durchzuführen, muss das Getriebe dynamisch im Gesamtsystem des Fahrzeugs abgestimmt werden.

Verbrauchs-, Emissions- und Komfortansprüche an Fahrzeuge, die neueren Getriebe-technologien und ganz besonders die Hybridtechnologien erfordern ein Mehr an Interaktion zwischen Getriebe und Motor. Dabei werden nicht nur Informationen und Daten ausgetauscht, vielmehr kommt es situationsbedingt zu aktiver, gegenseitiger Beeinflussung. In Zukunft werden die Entwicklung des Getriebes und die des Motors viel enger miteinander verknüpft, um die gesamten Anforderungen erfüllen zu können [1]. Dies garantiert das optimale Zusammenspiel der Stärken der einzelnen Komponenten und erhöht somit die Effizienz des gesamten Fahrzeugs.

In Abschn. 1.5 werden die Kriterien zur Wahl der richtigen Übersetzung erläutert.

Die Aufgabe von Getriebe und Motor ist es, in jeder Fahrsituation die benötigte Antriebsleistung bereitzustellen. Dies gilt für Konstantfahrt, Beschleunigen und Verzögern. Gleichzeitig sind hoher Komfort, gute dynamische Eigenschaften und geringer Verbrauch sowie geringe Emissionen gefordert. Was dies für die Auslegung des Antriebsstrangs bedeutet, ist Gegenstand dieses Kapitels.

1.1 Zugkraftbedarf und Momentenbereitstellung bei Konstantfahrt

Ein Fahrzeug zu beschleunigen, zu verzögern, aber auch bei konstanter Geschwindigkeit zu fahren, bedeutet das Überwinden von Widerständen. Die Berechnung dieser sich situationsabhängig einstellenden Fahrwiderstandskräfte, benötigter Antriebsleistungen sowie der Kräfte zwischen Fahrzeug und Fahrbahn oder an den Komponentenschnittstellen ist Aufgabe der Fahrleistungsberechnung und einer der Eckpfeiler in der Antriebsstrangauslegung.

1.1.1 Zugkraftbedarf bei Konstantfahrt

An einem Kraftfahrzeug wirken unterschiedliche Kräfte, die durch Aerodynamik, Reifenabrolleigenschaften, Reibungen in Antrieb und Fahrwerk, Gravitationskräfte und Massenträgheiten hervorgerufen werden. Abb. 1.2 zeigt ein Fahrzeug auf einer schiefen Ebene (Bergauffahrt) mit den wirkenden Kräften.

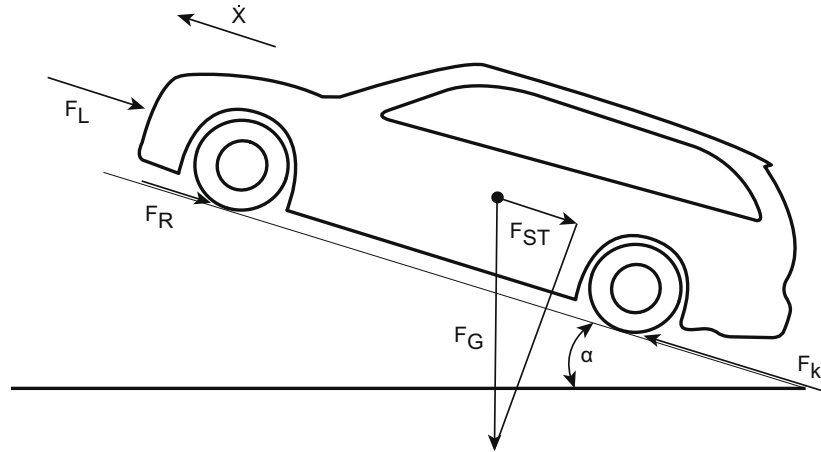


Abb. 1.2 Kräfte am Fahrzeugmodell bei Konstantfahrt

F_R bezeichnet die Rollwiderstandskraft, die sich mit Hilfe des Rollwiderstandsbeiwerts f_R errechnet. Die Gleichung berücksichtigt den Steigungswinkel α ; weitere Größen sind die Fahrzeugmasse m sowie die Erdbeschleunigung g . Der Rollwiderstandsbeiwert f_R kann in erster Näherung als konstant angenommen werden – ohne diese Annahme wäre die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit dominierend –, sodass sich unter Vernachlässigung der Auf- und Abtriebskräfte folgender Zusammenhang ergibt

$$F_R = mg f_R \cos \alpha . \quad (1.1)$$

F_{St} stellt die Steigungswiderstandskraft an einer Steigung mit dem Winkel α dar. Sie entspricht dem parallel zur Fahrbahn wirkenden Kraftanteil der Gewichtskraft des Fahrzeugs,

$$F_{St} = mg \sin \alpha . \quad (1.2)$$

Bei F_L handelt es sich um die Luftwiderstandskraft. Diese ist abhängig von aerodynamischen Parametern des Fahrzeugs (c_W -Wert und Querspanntfläche A) sowie von Luftdichte ρ_L und Anströmgeschwindigkeit, die sich aus der Differenz von Fahrgeschwindigkeit \dot{x} und der gegen die Fahrtrichtung wirkenden Windgeschwindigkeit \dot{x}_W ergibt. Dabei steigt die Luftwiderstandskraft quadratisch mit der Anströmgeschwindigkeit,

$$F_L = \frac{1}{2} c_W A \rho_L (\dot{x} - \dot{x}_W)^2 . \quad (1.3)$$

Die für die Fahrzeuglängsbewegung relevanten Kräfte lassen sich in der sogenannten Zugkraftgleichung zusammenfassen. Diese beschreibt das Gleichgewicht zwischen Zugkraft F_k , welche durch den Antrieb des Fahrzeugs zur Verfügung gestellt wird, und den

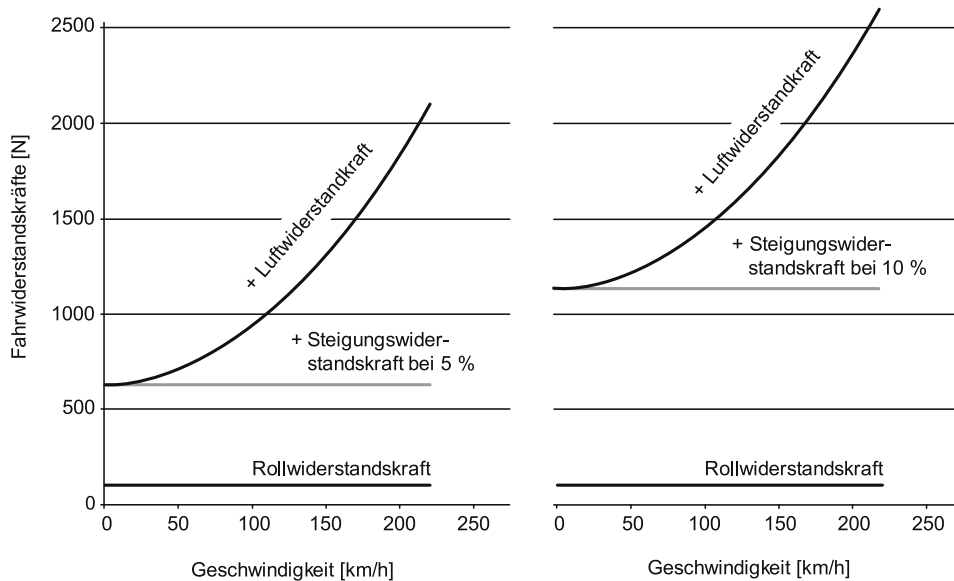


Abb. 1.3 Fahrwiderstandskräfte bei Konstantfahrt auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Steigungen

Fahrwiderstandskräften, die fahrsituationsabhängig wirken. Im Fall der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit lautet diese

$$F_k = F_R + F_{St} + F_L . \quad (1.4)$$

Eine detaillierte Diskussion und Herleitung der Einzelkräfte findet man z. B. in [2]. Im Hinblick auf die Konstantfahrt ist die Minimierung aller Kräfte in der Zugkraftgleichung (1.4) ein Entwicklungsziel, dem aber mehrere weitere Ziele entgegenstehen, wie z. B. Design, Größe, Sicherheit und Komfort. Dieser Aspekt wird in Abschn. 1.3 besprochen.

Abb. 1.3 zeigt beispielhafte Verläufe akkumulierter Fahrwiderstandskräfte über der Fahrgeschwindigkeit, dabei ist die Steigung der Fahrbahn variiert. Lediglich die Luftwiderstandskraft zeigt eine Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit, die gemäß Gl. (1.3) quadratischer Natur ist.

1.1.2 Momentenbereitstellung bei Konstantfahrt

Der für die Fahrt mit bestimmter Geschwindigkeit nötigen Zugkraft steht das vom Antriebsstrang bereitgestellte Antriebsmoment gegenüber. Der Motor stellt Drehmoment M_{VKM} zur Verfügung. Die verfügbare Zugkraft ergibt sich durch die Übersetzungen im Antriebsstrang (Schaltgetriebe, Verteilergetriebe, Achsgetriebe) und den dynami-

schen Reifenhalmmesser r_{dyn} unter Berücksichtigung des Schlupfes zwischen Reifen und Fahrbahn. Das Produkt aus Kraft und Geschwindigkeit entspricht der Leistung (Gl. (1.7)). Im stationären Fall lässt sich das Antriebsmoment aus Getriebeübersetzungen und Triebstrangwirkungsgrad einfach berechnen. Dabei gelten

$$P_{\text{An}} = P_{\text{VKM}} \eta_{\text{ges}}, \quad (1.5)$$

$$M_{\text{An}} = M_{\text{VKM}} i_{\text{ges}} \eta_{\text{ges}}, \quad (1.6)$$

mit den Größen der Übersetzung i und des gesamten Wirkungsgrades des Triebstranges η_{ges} , die später in diesem Kapitel genauer erläutert werden.

Abb. 1.4 zeigt eine typische Volllastkennlinie eines konventionellen Saugmotors. Sie beschreibt das bei jeweiliger Drehzahl maximal verfügbare Drehmoment des Motors. Die Linie $P_{\text{ke}} = \text{konst}$ beschreibt die für die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit nötige Leistung. Diese wird durch

$$P_{\text{ke}} = F_k \dot{x} \quad (1.7)$$

bestimmt, wobei idealisierend für den Wirkungsgrad $\eta_{\text{ges}} = 1$ angenommen ist. Die Leistung ist also abhängig von den Fahrwiderstandskräften und der Geschwindigkeit \dot{x} . Auf dieser Linie liegt der für den Fahrzustand gewählte Betriebspunkt des Motors. Sowohl in Betriebspunkt A als auch in B ist es möglich, die gewünschte konstante Geschwindigkeit zu fahren, da diese Punkte unterhalb des maximal möglichen Moments liegen.

Vor Beantwortung der Frage, welcher Betriebspunkt für den jeweiligen Fahrzustand am günstigsten ist, werden zunächst instationäre Fahrzustände betrachtet.

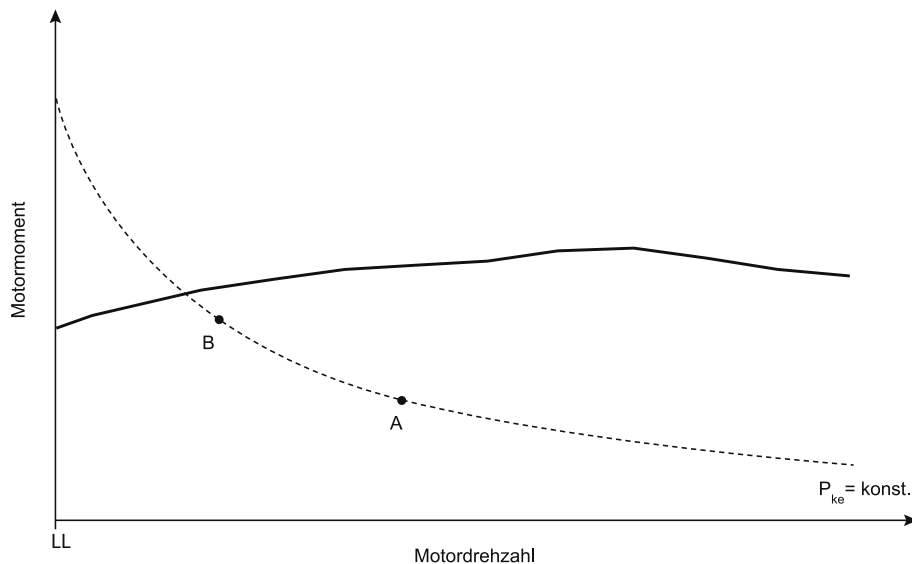


Abb. 1.4 Momentenkennlinie eines konventionellen Saugmotors

1.2 Zugkraftbedarf und Momentenbereitstellung bei instationären Fahrzuständen

Mit instationären Betriebszuständen sind hier Änderungen ausschließlich in der Längsdynamik gemeint. Theoretisch sind Geschwindigkeitszu- und -abnahme zu betrachten. Bei vorzeichenrichtiger Beschreibung von Verzögerungsvorgängen gelten selbstverständlich die Zusammenhänge für Beschleunigung in gleicher Weise, sodass im Weiteren nur die Geschwindigkeitszunahme im Fokus steht.

1.2.1 Zugkraftbedarf bei Beschleunigung

Ein Fahrzeug fährt mit einer konstanten Geschwindigkeit. Der Fahrer möchte nun die Fahrzeuggeschwindigkeit erhöhen. Hierzu wird eine höhere Zugkraft benötigt, die das Fahrzeug beschleunigt (vgl. Abb. 1.5).

Die in Abschn. 1.1 begonnene Zugkraftgleichung (1.4) erweitert sich um den Term der Beschleunigungswiderstandskraft,

$$F_b = F_R + F_{St} + F_L + F_B. \quad (1.8)$$

Die Beschleunigungswiderstandskraft F_B stellt die d'Alembert'sche Trägheitskraft am Fahrzeug dar. Dabei wirken sowohl die Fahrzeugmasse m als auch die rotatorischen Massen des Triebstrangs und des Fahrwerks, welche stets mit beschleunigt werden müssen. Im Fall (längs-)dynamischer Fahrmanöver wird ein Teil der vom Motor abgegebenen Leistung zur Beschleunigung der Triebstrangmassen benötigt und bei Verzögerungen am Rad muss zusätzliche Leistung abgeführt (in der Regel in Wärme gewandelt) werden, um die kinetische Energie der Triebstrangelemente abzubauen. Dieser Effekt wird im sogenann-

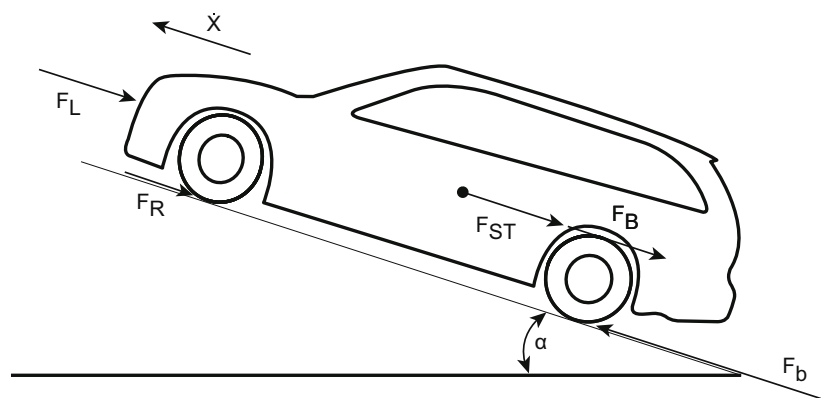


Abb. 1.5 Kräfte am Fahrzeugmodell bei Beschleunigung des Fahrzeugs

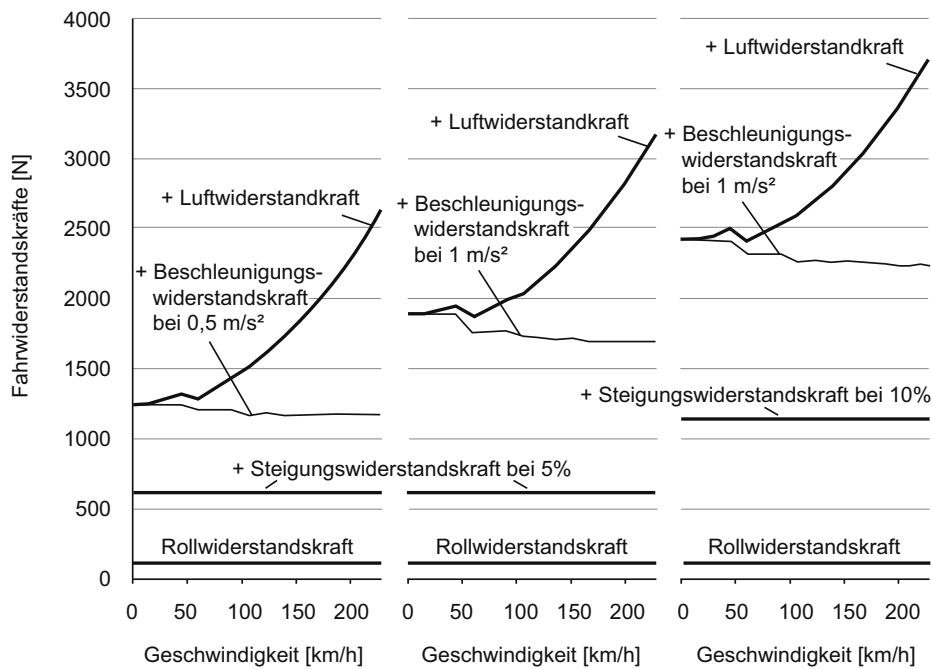


Abb. 1.6 Fahrwiderstände bei unterschiedlichen Beschleunigungen und Steigungen

ten Drehmassenzuschlagsfaktor λ berücksichtigt

$$F_B = m\lambda\ddot{x}. \quad (1.9)$$

Der Drehmassenzuschlagsfaktor ist gangabhängig, da die getriebeeingangsseitigen Trägheiten am Rad mit Gesamttriebstrangübersetzung quadratisch wirken.¹ Sie wirken daher vor allem in den niedrigen Gängen mit hoher Übersetzung gemäß²

$$\lambda = 1 + \frac{\sum J_i^2}{r_{\text{dyn}}^2 m_{\text{Fzg}}}. \quad (1.10)$$

Um zur Zielgeschwindigkeit zu kommen, muss somit eine höhere Leistung aufgebracht werden

$$P_{\text{be}} = F_b \dot{x} = M_{\text{An}} \dot{\omega}. \quad (1.11)$$

Abb. 1.6 zeigt die beispielhafte Zusammensetzung der Fahrwiderstandskräfte in verschiedenen Fahrzuständen. Analog zu Abb. 1.3 sind die Kräfte akkumuliert aufgetragen. Neben zwei unterschiedlichen Steigungen werden Beschleunigungsvorgänge mit zwei

¹ Eine detaillierte Darstellung und Herleitung kann analog zu Abschn. 2.2 erfolgen.

² Hier enthält r_{dyn} den Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn.

konstanten Beschleunigungswerten gezeigt. Die unterschiedlichen Übersetzungen in Abb. 1.10 zeigen sich am Verlauf der Beschleunigungswiderstandskraft: Entsprechend den höheren Gängen bzw. der niedrigeren Übersetzung nimmt der Faktor λ und mit ihm die Beschleunigungswiderstandskraft über der Geschwindigkeit ab.

1.2.2 Momentenbereitstellung bei Beschleunigung

Die Zusammenhänge von Zugkraftangebot und -anforderung werden deutlich, wenn Abb. 1.4 um die Linie gleicher Beschleunigungsleistung gemäß Gl. (1.11) ergänzt wird, wie in Abb. 1.7 dargestellt. Um die gewünschte Beschleunigung zu erreichen, müssen die Betriebspunkte A oder B durch Erhöhung des Motormoments auf die obere Leistungskurve verschoben werden,³ was bei dem gegebenen maximalen Motormoment nur im Falle des Betriebspunktes A möglich ist, nur hier ist die Beschleunigungsreserve groß genug. Durch das Übertragen des notwendigen Zusatzmoments ΔM zwischen den Punkten A und A^* über den Punkt B wird deutlich, dass bei niedrigeren Drehzahlen ein höheres Zusatzmoment erforderlich ist, um den gleichen Leistungszuwachs zu erhalten. Somit stellt sich Betriebspunkt A als vorteilhaft in Hinsicht auf Momentenbereitstellung dar.

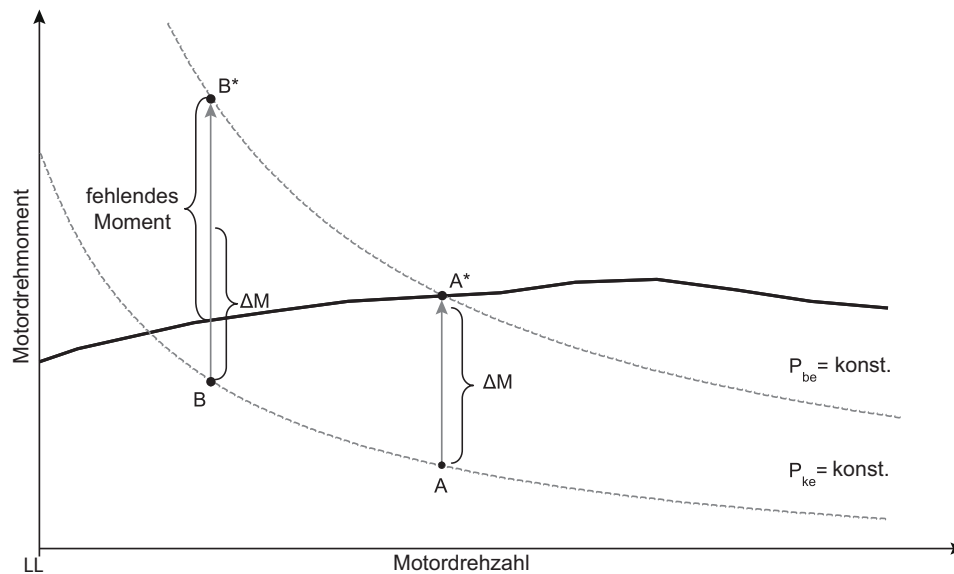


Abb. 1.7 Motormomentencharakteristik und Leistungsbedarfe

³ Bei zunächst gleicher Drehzahl; sie verändert sich entsprechend Gl. (1.17), wie in Abschn. 1.4.2 gezeigt wird.

1.2.3 Verbrauchskennfeld eines Verbrennungsmotors

Zur Betrachtung, mit welcher Effizienz der Motor die Leistung abgibt, wird der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e verwendet. Er ist ein Maß für die Effizienz eines Motors und das Verhältnis aus dem verbrauchten Kraftstoff pro Zeit \dot{m} (aufgewendete Energie pro Zeit) zur abgegebenen mechanischen Leistung P

$$b_e = \dot{m} / P . \quad (1.12)$$

Üblich ist die Angabe in der Einheit Gramm je Kilowattstunde (g/kW h). Der spezifische Kraftstoffverbrauch erlaubt einen einfachen Vergleich unterschiedlicher Motoren gleicher Kraftstoffart.

In Abb. 1.8 ist das Verbrauchskennfeld (auch Muscheldiagramm genannt) desselben Saugmotors dargestellt, der schon Basis der vorangegangenen Abbildungen und Ausführungen war. Es ist auch die Linie konstanter Leistung aus Abb. 1.4 eingetragen. Offensichtlich ist der Punkt B in einem verbrauchsgünstigeren Bereich im Vergleich zu Punkt A . Dies zeigt, dass die Wahl des Betriebspunktes des Motors in der Nähe der Volllastlinie einen besseren spezifischen Verbrauch bedeutet.

1.2.4 Möglichkeiten der Leistungsbereitstellung

Um dem Fahrer nun die gewünschte Beschleunigungsleistung in Punkt B zu bieten, gibt es ausgehend vom in Abb. 1.7 dargestellten Saugmotor drei Möglichkeiten:

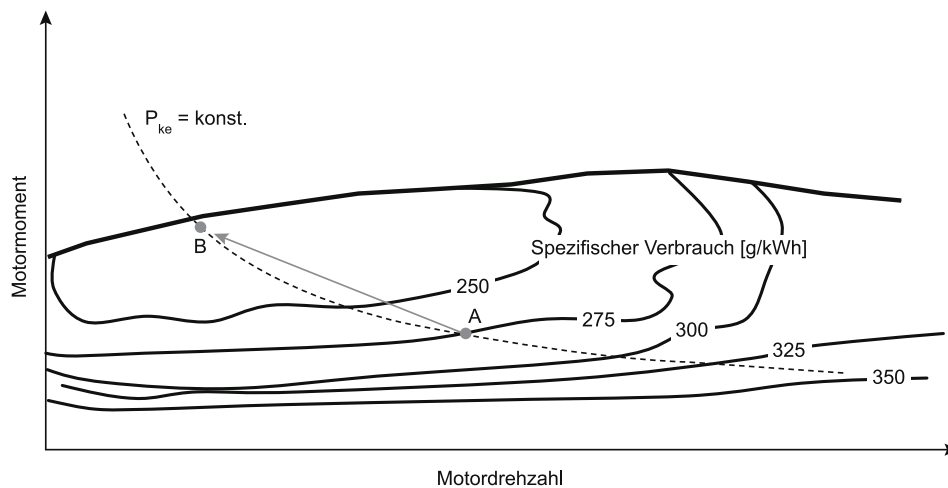


Abb. 1.8 Verbrauchskennfeld eines Saugmotors mit Betriebspunkten

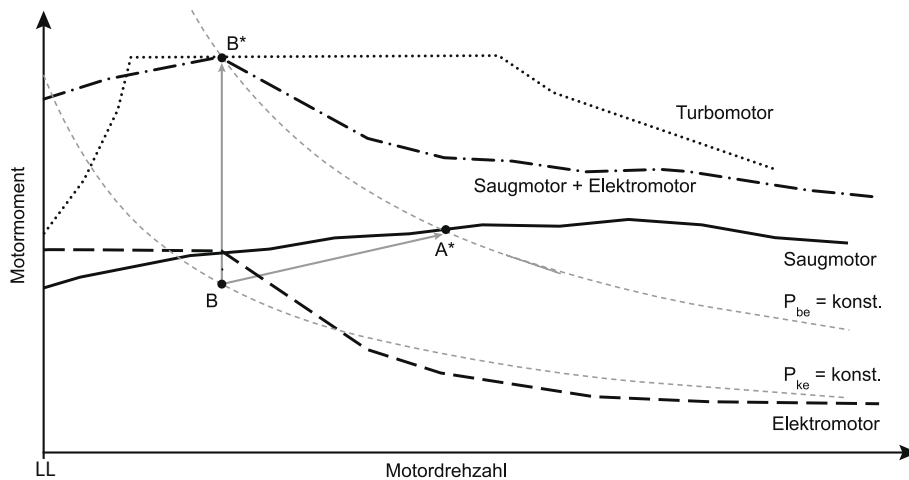


Abb. 1.9 Erweiterung des Betriebsbereiches einer VKM

- Optimierung der Verbrennungskraftmaschine (VKM)
- Ergänzung einer elektrischen Maschine (E-Motor), also die Hybridisierung
- Wechsel zu einer anderen Übersetzung, also Schalten des Getriebes

In Abb. 1.9 sind diese drei Möglichkeiten dargestellt. Mit der Ergänzung eines Turboladers kann die VKM ertüchtigt werden und bei gleicher Drehzahl steht ein für den Beschleunigungswunsch ausreichendes Drehmoment zur Verfügung. Die für eine Elektromaschine typische Drehmomentencharakteristik ist in das Diagramm ebenfalls aufgenommen. In einer parallelen Anordnung darf deren Moment zu dem des Saugmotors addiert werden (vgl. Kap. 7). Diese Summenkurve zeigt, dass auch in diesem Fall der Beschleunigungswunsch befriedigt werden kann. Den beiden Fällen ist gemein, dass die Übersetzung bzw. das Drehzahlniveau der VKM konstant bleiben. Weiter vorne ist gezeigt, dass in Punkt A* – bei entsprechend höherer Drehzahl – die geforderte Beschleunigung ebenfalls erreicht werden kann. Somit ist der Wechsel der Übersetzung ein ebenfalls adäquates Mittel, um die Anforderungen zu erfüllen.

Mit dem letzten Lösungsansatz ist motiviert, dass Getriebe mit mehreren Übersetzungen bzw. Stufen zum Einsatz kommen. Soweit dies diskrete Stufen sind, ist der Informationsgehalt der bisherigen Grafiken nicht ausreichend.

1.2.5 Zugkraftdiagramm

In der Getriebeentwicklung hat sich das Auftragen der Zugkraft über der (Fahrzeug-)Geschwindigkeit etabliert. Abb. 1.10 zeigt ein solches Zugkraftdiagramm. In dieser Darstellung findet sich die erforderliche Zugkraft, die sich aus den einzelnen Widerstandskräften

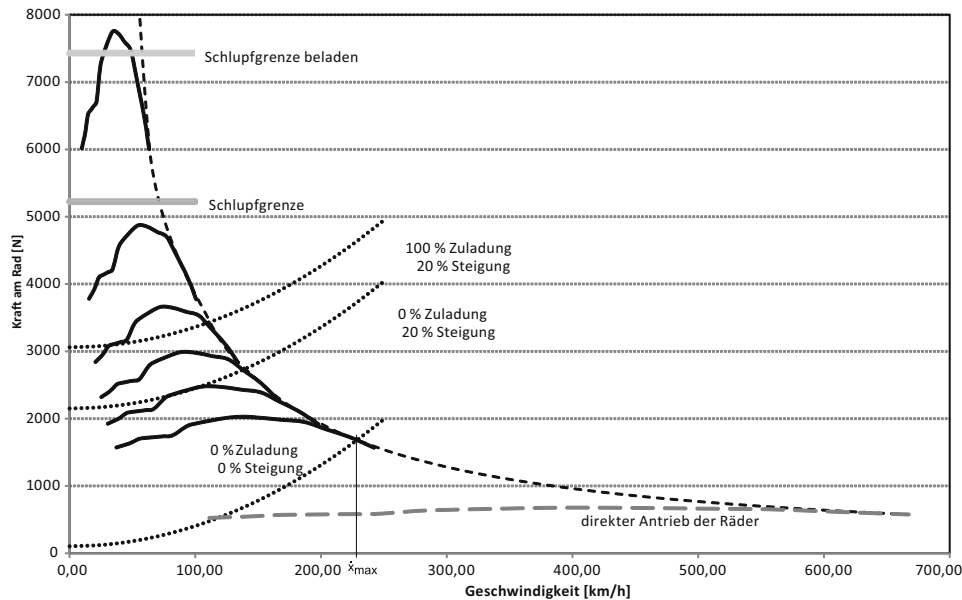


Abb. 1.10 Zugkraftdiagramm

errechnet, wie in Abschn. 1.1 eingeführt (vgl. Abb. 1.4). Das durch den Motor angebotene maximale Antriebsmoment für jede Übersetzungsstufe wird durch eine eigene Kurve repräsentiert, die Umrechnung erfolgt mit der Übersetzung i_i der jeweiligen Stufe und dem dynamischen Rollradius r_{dyn} . In diesem Fall sind insgesamt sechs Übersetzungsstufen gezeigt. Die gepunkteten Linien zeigen beispielhaft die Zugkraftbedarfe für Konstantfahrten an unterschiedlichen Steigungen.

In Abb. 1.10 ist außerdem die sogenannte Zugkrafthyperbel eingezeichnet. Sie wird durch die Punkte maximaler Leistung kombiniert mit der idealen Übersetzung für jede Geschwindigkeit gebildet, analog zu Gl. (1.7). Die Zugkrafthyperbel wird an ihren beiden Enden begrenzt. Die Reibverhältnisse zwischen Rad und Untergrund limitieren die maximale übertragbare Kraft, wird diese überschritten, kommt es zum Durchdrehen der Räder. Daher wird diese Grenze auch als Schlupfgrenze bezeichnet. Der Schnittpunkt mit der Zugkraftbedarfslinie in der Ebene ergibt die maximale Geschwindigkeit \dot{x}_{\max} .

Die Darstellung des Zugkraftdiagramms erläutert die zentrale Aufgabe des Getriebes. Abhängig von der jeweiligen Fahrsituation passt das Getriebe Drehmoment und Drehzahl des Motors innerhalb dessen Leistungsfähigkeit durch Wandlung an die Zugkraftbedarfe an. Die Differenz zwischen der Kurve des Leistungsbedarfs und der Volllastkurve im jeweiligen Gang beschreibt die für die Beschleunigung des Fahrzeugs verfügbare Be-

schleunigungskraft. Die Notwendigkeit von Übersetzungen zeigt auch die Darstellung des Direktantriebs,⁴ der unteren (grauen) Kurve.

In den bisherigen Darstellungen sind die Zusammenhänge (quasi-)statisch als Antriebsmoment über Drehzahl aufgetragen. Tatsächlich handelt es sich jedoch um dynamische Übergänge, die einen zeitlichen Verlauf haben.

1.2.6 Ansprechverhalten

Nicht nur die Drehmomenthöhe ist von Relevanz. Auch die Aufbaugeschwindigkeit, sprich der Zeitraum, in dem das Moment bereitgestellt werden kann, sowie der zeitliche Verlauf sind von Bedeutung. In Abb. 1.11 sind die Charakteristika einiger Motorkonzepte bei Volllastbeschleunigung dargestellt. In allen Fällen wird die Fahrpedalstellung von 20 % auf 100 % erhöht und die zeitlichen Reaktionen von Antriebsmoment und Drehzahl werden gezeigt.

Verlauf 1 stellt das Verhalten eines Saugmotors dar. Das Ansprechverhalten ist abhängig vom Luftvolumen hinter der Drosselklappe.

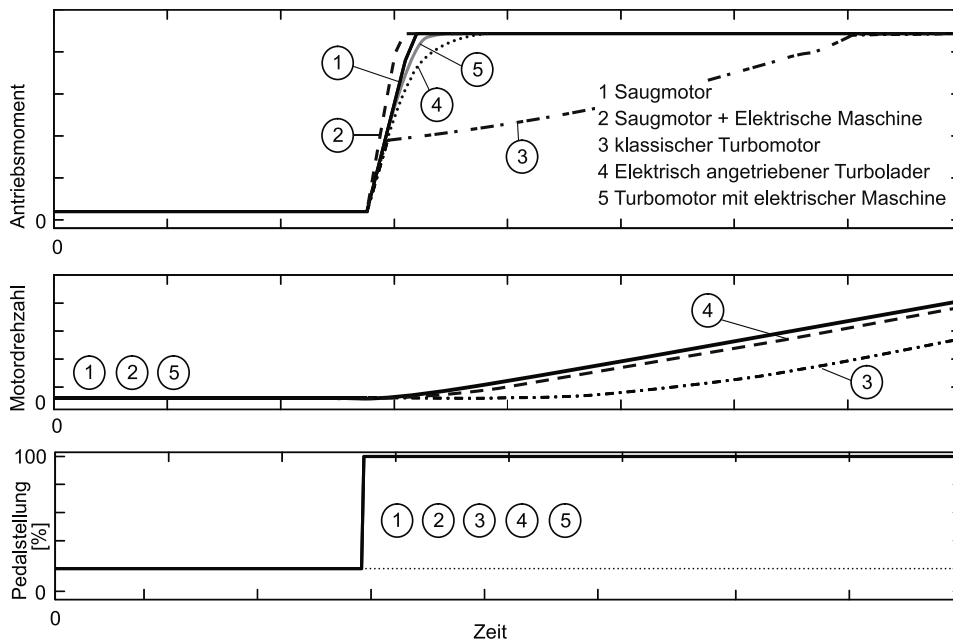


Abb. 1.11 Ansprechverhalten verschiedener Motorkonzepte

⁴ Die VKM treibt die Räder direkt an, es gilt $i_{\text{ges}} = 1$.