

Die vom Motor angebotene Leistung (Effektivleistung P_e) und die Leistung der in Längsrichtung auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte (= Fahrwiderstände) zzgl. der inneren Verluste müssen sich zu jedem Zeitpunkt die Waage halten. Die Triebstrangverluste P_{TV} und die Schlupfverlustleistung P_S werden dabei als innere Verluste und die Rollwiderstandsleistung P_R , die Steigungsleistung P_{St} , die Beschleunigungsleistung P_a und die Luftwiderstandsleistung P_L als Leistung der (äußeren) Fahrwiderstände P_{FW} bezeichnet. Entsprechend Abb. 2.1b wird die Hauptgleichung des Kraftfahrzeugs formuliert als Leistungsbilanz

$$P_e = P_{TV} + P_N = P_{TV} + P_S + P_{FW} = P_{TV} + P_S + P_R + P_{St} + P_a + P_L. \quad (2.1)$$

Die Leistung an der Radnabe P_N setzt sich also aus der Summe von P_S und P_{FW} zusammen. Für die beiden inneren Verluste P_S und P_{TV} gilt mit dem Triebstrangwirkungsgrad η_T und dem Antriebsschlupf λ_A

$$P_N = P_e \cdot \eta_T \quad \text{und} \quad P_{TV} = P_N \cdot \frac{1 - \eta_T}{\eta_T}$$

sowie $P_N = \frac{1}{1 - \lambda_A} \cdot P_{FW} \quad \text{und} \quad P_S = P_N \cdot \lambda_A \quad \text{mit} \quad \lambda_A = \frac{r_{\text{dyn}} \cdot \omega_{\text{rad}} - v_F}{r_{\text{dyn}} \cdot \omega_{\text{rad}}}.$ (2.2)

Mit dem effektiven Motorwirkungsgrad η_e und der Kraftstoffleistung P_K kann die Fahrwiderstandsgleichung insgesamt umgeformt werden zu

$$P_K = \frac{P_e}{\eta_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot \eta_T} \cdot \frac{1}{1 - \lambda_A} \cdot (F_R + F_{St} + F_a + F_L) \cdot v_F. \quad (2.3)$$

Welche Kraftstoffleistung P_K benötigt wird, hängt also von der Fahrwiderstandsleistung ab, sie entscheidet damit über den Energieverbrauch. Die Fahrwiderstandsleistung P_{FW} kann mit der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit v_F und F_Z ausgerechnet werden. Es

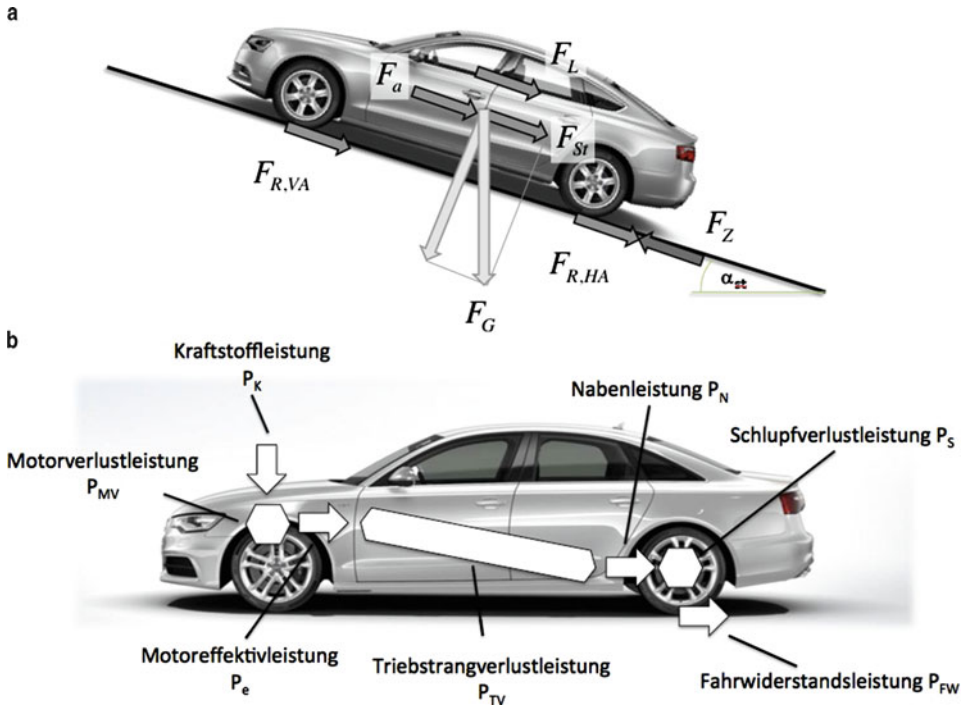


Abb. 2.1 Kräftebilanz in Fahrzeuginnenrichtung (a), Leistungspfad durch das Fahrzeug vom Tank zur Fahrbahn (b)

gilt

$$P_{FW} = F_Z \cdot v_F \quad \text{mit} \quad F_Z = M_M \cdot \ddot{u}_T \cdot \eta_T \cdot \frac{1}{r_{dyn}} \quad \text{und} \quad F_Z = F_R + F_{St} + F_a + F_L. \quad (2.4)$$

Die Zugkraft F_Z ist die in den Reifenauftandsflächen der Treibräder wirkende Antriebskraft, vgl. Abb. 2.1a. Sie ist von gleichem Betrag wie die Summe der Fahrwiderstände, aber von entgegengesetztem Vorzeichen. Sie ist proportional zum Motormoment M_M und zur gewählten Triebstranggesamtübersetzung \ddot{u}_T . Die Fahrgeschwindigkeit wird durch den zu durchlaufenden Fahrzyklus bestimmt. Fahrwiderstände und Fahrzyklen werden daher in der Folge beschrieben.

2.1 Fahrwiderstände

Im weiteren Verlauf sollen die Bedeutung und die Einflussmöglichkeiten auf den Luftwiderstand gezeigt werden. Daher wird an dieser Stelle vor allem auf die übrigen Fahrwiderstände eingegangen, um beurteilen zu können, welchen Stellenwert die Qualität der Aerodynamik in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch einnimmt.

2.1.1 Triebstrangverluste

Die wichtigsten Elemente des Triebstrangs sind Kupplung, Getriebe, Gelenkwellen, Achsgetriebe und Steuerung, die auf Stellglieder oder Schaltelemente wirkt. Der Wirkungsgrad des Triebstrangs η_T ist lastabhängig. Die Verlustleistung des Triebstrangs P_{TV} verändert sich in Abhängigkeit von Last und Drehzahl. Da P_{TV} von der Nabenleistung P_N abhängt und diese wegen des Luftwiderstands von der dritten Potenz der Fahrgeschwindigkeit (Gl. 2.2 und 2.3) abhängt, gilt dies auch für die Triebstrangverluste.

Bei mechanischen Getrieben treten Verluste durch Ölpantschen, Reibung in den Lagern und Dichtungen sowie Verluste der lastfrei laufenden Zahnräder auf. Bei Volllast ergibt dies insgesamt etwa 2 % zusätzliche Verluste. Der Wirkungsgrad eines Zahnradpaares beträgt dabei ungefähr 0,985 (0,98 bis 0,99 und besser). Der Wirkungsgrad eines Achsgetriebes unter Volllast ist ungefähr 0,94 bis 0,98. Für einen kompletten Triebstrang bei Vernachlässigung von Lüfterverlusten, Schlupf in der Kupplung usw. gelten als Anhaltswert $\eta_T \geq 0,9$.

2.1.2 Schlupfverluste

Schlupfverluste treten sowohl beim Antreiben als auch beim Bremsen auf. Für die Beurteilung von Schlupf an den Rädern muss zwischen der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs über dem Boden v_F und der theoretischen Geschwindigkeit v_{th} unterschieden werden. Bei der theoretischen Geschwindigkeit handelt es sich um die Geschwindigkeit, die das Fahrzeug ohne Schlupf aufgrund der Raddrehzahl haben müsste ($r_{dyn} \cdot \omega_{rad}$). Der maximale Kraftschlussbeiwert wird im so genannten kritischen Schlupf λ_{krit} erreicht. Wird dieser Schlupfanteil überschritten, nähert sich der Kraftschlussbeiwert dem Gleitbeiwert μ_G , s. Abb. 2.2. Beispielwerte für gemessenen Schlupf an der Antriebsachse sind für einen Pkw bei 160 km/h und griffiger Straße ohne Steigung ca. 0,8 % und für einen leeren Lkw mit Anhänger bei niedriger Fahrgeschwindigkeit und griffiger Straße ohne Steigung bis zu 10 % [15]. Der Schlupf kann in vielen Fällen aber vernachlässigt werden (dann gilt: $v_{th} \approx v_F$). Auch starker Schlupf ändert im Übrigen die Höhe des Maximums von F_Z nicht, es wird lediglich zu niedriger Geschwindigkeit verschoben.

2.1.3 Rollwiderstandskraft

Der Rollwiderstand entsteht durch Verformung von Rad (in erster Linie Reifen) und Fahrbahn. Die Verformung der Fahrbahn ist abseits befestigter Wege groß, auf Straßen ist sie aber sehr klein. Meist wird nur die Verformung des Luftreifens berücksichtigt. Ein starres Rad auf einer starren Fahrbahn hätte keinen Rollwiderstand. Die Hauptkomponenten der Rollwiderstandskraft F_R beim Luftreifen sind innere Reibung des Reifenwerkstoffes bei Verformung (ca. 90 bis 95 % von F_R), sowie Reib- und Gleitvorgänge in der Berüh-

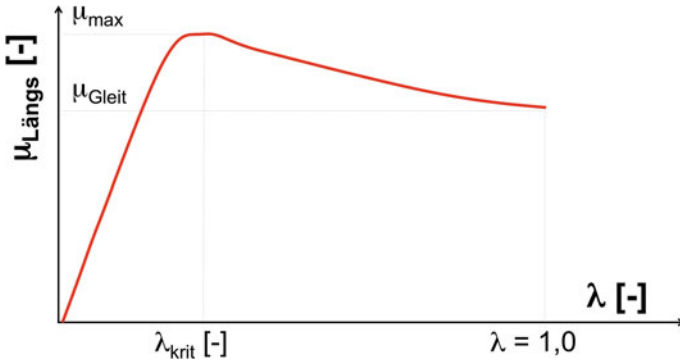


Abb. 2.2 Zusammenhang zwischen Kraftschlussbeiwert und Schlupf

rungsfläche mit der Fahrbahn (ca. 5–10% von F_R). Die Dämpfungsarbeit des Reifens ist erwünscht zur Dämpfung von Schwingungen. Gleichzeitig verursacht sie aber den ungewollten Rollwiderstand. Alle Gummielemente in der Reifenaufstandsfläche des frei rollenden Rades gleiten, wenn auch meist nur sehr wenig. Für den Rollwiderstand eines Rades i in Abhängigkeit der Radlast $F_{N,i}$ gilt mit dem jeweiligen Rollwiderstandsbeiwert $f_{R,i}$

$$F_{R,i} = f_{R,i} \cdot F_{N,i}. \quad (2.5)$$

Die Normalkraft am Rad, auch als Radlast bezeichnet, berücksichtigt meist nur die Wirkung der Gewichtskraft. In Abhängigkeit vom Fahrzustand müssen jedoch auch aerodynamische Auftriebs- und Abtriebskräfte mit einfließen. Unter Annahme gleicher Reifen und Fahrbahnzustände in den Radaufstandspunkten ergibt sich der Rollwiderstand des gesamten Fahrzeugs auf Strecke mit dem Steigungswinkel α dann durch Summation zu

$$F_R = \sum_i f_{R,i} \cdot F_{N,i} = f_R \cdot \sum_i F_{N,i} = f_R \cdot (m_F \cdot g \cdot \cos \alpha - F_A). \quad (2.6)$$

Der Rollwiderstandsbeiwert f_R kann in großen Bereichen variieren. Für die Kombination Stahlrad auf Stahlschiene beträgt er 0,001 bis 0,002, für Luftreifen bei kleiner Geschwindigkeit auf festen Bodenbelägen (Beton, Asphalt, gewalzter Schotter) zwischen 0,01 und 0,02. Auf einem Erdweg oder einem Ackerboden liegen die Werte deutlich höher bei 0,05 bis 0,35.

Der Rollwiderstand nimmt mit zunehmendem Reifendruck ab und mit stärker werdender Querprofilierung zu. Außerdem kann der Rollreibungsbeiwert bis zu einer Geschwindigkeit von ca. 130 km/h in erster Näherung als konstant angesehen werden. Erst bei höheren Geschwindigkeiten ist ein Anwachsen festzustellen, vgl. Abb. 2.3. Bei Konstantfahrten im niedrigen Geschwindigkeitsbereich (≤ 100 km/h) beträgt der Rollwiderstand mehr als die Hälfte des gesamten Fahrwiderstandes, da der Einfluss des Luftwiderstands erst bei höheren Geschwindigkeiten bedeutend wird. Der Rollwiderstand ist irreversibel.

Abb. 2.3 Rollwiderstand in Abhängigkeit der Geschwindigkeit



2.1.4 Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand ist der Widerstand, den das Fahrzeug beim Befahren einer Steigung überwinden muss. Dieser Widerstand resultiert aus der am Fahrzeug wirkenden Hangabtriebskraft. Für die Steigungswiderstandskraft F_{St} gilt in Abhängigkeit des Steigungswinkels α

$$F_{St} = m_F \cdot g \cdot \sin \alpha \quad \text{und} \quad \alpha = \arctan q = \arctan \frac{dz}{dx}. \quad (2.7)$$

Der Steigungswert q wird in % angegeben. Der Steigungswiderstand ist kein Widerstand im eigentlichen Sinne (Energiedissipation), sondern es erfolgt lediglich eine Umwandlung in potentielle Energie. Im Verlaufe eines Fahrzyklus oder bei Ausrollversuchen spielt er also keine Rolle. Aus der Sicht des Motors ist es jedoch ein Widerstand, daher wird er auch so bezeichnet.

2.1.5 Beschleunigungswiderstand

Zusätzlich zu den Widerständen, die bei stationärer Fahrt auftreten, entstehen bei instationärer Fahrt Trägheitskräfte infolge von Beschleunigungen und Verzögerungen. Diese müssen im Falle der Beschleunigung vom Antrieb des Fahrzeugs überwunden werden. Trägheitskräfte setzen sich zusammen aus zwei Anteilen, dem translatorischen Anteil (resultiert aus instationärer Bewegung der Fahrzeugmasse) und dem rotatorischen Anteil (resultiert aus Beschleunigung und Verzögerung drehender Teile des Triebstrangs). Rotierende Teile sind die Getriebewellen und Zahnräder (außer die jeweils nicht geschalteten und dann freilaufenden), Kardanwelle, Achsgetriebe, Gelenkwellen und die Räder. Für den rein translatorischen Anteil der Beschleunigungswiderstandskraft F_a gilt nach Newton das Produkt von Masse und Beschleunigung. Unter Hinzunahme von i rotatorischen Massen mit dem Massenträgheitsmoment J_i ergibt sich

$$F_a = m_F \cdot a + \sum_i J_i \cdot \dot{\omega}_i = e \cdot m_F \cdot a. \quad (2.8)$$

Der Faktor e wird auch als Massenfaktor bezeichnet. Er ist vom Triebstrang des Fahrzeugs abhängig und bei Wechselgetrieben für jeden Gang unterschiedlich. Bei Pkw liegt der Faktor zwischen 1,04 für den direkten Gang und 1,4 für den ersten Gang [19]. Der Beschleunigungswiderstand ist wie der Steigungswiderstand kein Widerstand im eigentlichen Sinne (Energiedissipation), sondern es erfolgt lediglich eine Umwandlung in kinetische Energie. Aus der Sicht des Motors ist es jedoch ein Widerstand und wird daher auch so bezeichnet. Bei elektrifizierten Fahrzeugkonzepten mit der Möglichkeit der Bremsenergieerückgewinnung (= Rekuperation) kann der zyklusrelevante Anteil der Beschleunigung stark minimiert werden.

2.1.6 Luftwiderstand

Bewegt sich ein Körper in der Atmosphäre, so muss er das umgebende Fluid permanent verdrängen, also in Bewegung versetzen. Da aufgrund der fluidinternen Reibung Verluste entstehen, wirkt aufgrund des Prinzips *actio = reactio* auf den Körper ein Widerstand. Der Luftwiderstand ist aufgrund der Strömungsverluste ein irreversibler Energieverlust. Die Luftwiderstandskraft F_L wird dabei berechnet nach

$$F_L = c_W \cdot A_x \cdot \frac{\rho_L}{2} (v_F - v_{\text{Wind}})^2. \quad (2.9)$$

Darin ist ρ_L die Dichte des Strömungsmediums, v_F ist die Fahrgeschwindigkeit und v_{Wind} die Geschwindigkeit eines eventuell vorhandenen Gegenwinds. Die wichtigsten Einflussparameter auf den Luftwiderstand sind indes die durch konzeptionelle Raumanforderungen bestimmte Stirn- oder Schattenfläche des Fahrzeugs A_x und der hauptsächlich von der Außenkontur des Fahrzeugs abhängige c_W -Wert. Stirnflächen verschiedener Pkw bewegen sich zwischen 2 m^2 (Kleinwagen) und 3 m^2 (SUV, Kleinbus), c_W -Werte reichen bei heutigen Serienfahrzeugen von 0,22 (Limousinen) bis 0,40 (Klein- und Sportwagen), vgl. auch Kap. 1. Es existieren allerdings auch Studien mit c_W -Werten kleiner 0,2.

Detaillierte Maßnahmen zur Beeinflussung des c_W -Werts werden in den Folgekapiteln noch ausführlich diskutiert. Um den Luftwiderstand zu reduzieren, ist neben der Verkleinerung des c_W -Wertes theoretisch aber auch eine Reduktion der Fahrzeugstirnfläche A_x denkbar. Die Definition der Stirnfläche wurde in Abb. 1.7 dargestellt.

2.2 Kraftstoffverbrauch

Anhand der Hauptgleichung (Gl. 2.1) kann abgeleitet werden, wie der Kraftstoffverbrauch optimiert werden kann. Zum einen kann der effektive Motorwirkungsgrad (Verbrennung, Lagerung) und der Wirkungsgrad der Kraftübertragung (Getriebe, Differentiale, Lager etc.) erhöht werden, andererseits können die Fahrwiderstände reduziert werden (Fahrzeuggewicht, Rollwiderstand, Luftwiderstandsfläche).

In DIN 70030 (Teil 1) ist seit Juli 1978 das Vorgehen bei der Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Kraftfahrzeugen (Pkw) festgelegt. Inzwischen wurde die EWG Richtlinie 70/220 eingeführt, diese enthält aber im Wesentlichen die DIN 70030. Hier sind Voraussetzungen für Reifen, Fahrzeuggewicht und Fahrbahn formuliert. Die Reifen müssen der vom Fahrzeughersteller angegebenen Originalausrüstung entsprechen und müssen den für den Beladungszustand und die Geschwindigkeit entsprechenden Reifenluftdruck haben. Gegebenenfalls ist er bei kleinem Durchmesser der Rollen an dem Fahrleistungsprüfstand entsprechend zu erhöhen. Der angewendete Reifenluftdruck ist im Prüfbericht anzugeben. Das Gewicht des Fahrzeuges ist das Leergewicht des betriebsfähigen Fahrzeuges zuzüglich 180 kg oder halbe zulässige Zuladung, falls diese größer als 180 kg ist, einschließlich Messausrüstung und Insassen.

Zunächst erfolgt ein Ausrollversuch, bei dem über das Geschwindigkeits-Zeit-Verhalten des ausgekuppelten Fahrzeugs die Fahrwiderstände ermittelt werden. Diese skalieren entsprechend Abschn. 2.1 quadratisch mit der Geschwindigkeit. Die Prüffahrbahn muss eine konstante Geschwindigkeit zulassen. Sie muss mindestens 2 km lang und in sich geschlossen und in gutem Zustand sein. Eine gerade Fahrbahn kann verwendet werden, vorausgesetzt, dass die Fahrt von 2 km in beiden Richtungen ausgeführt wird. Die Steigung darf an keiner Stelle mehr als $\pm 2\%$ betragen.

Die so ermittelten Fahrwiderstände werden nun auf einem Fahrleistungsprüfstand mit äquivalenten Schwungmassen eingestellt. Das Fahrzeug fährt dabei ein vorgeschriebenes Geschwindigkeits-Zeit-Verhalten ab, den so genannten Fahrzyklus. Dabei ist auf die Einhaltung einer Vielzahl von Randbedingungen (Treibstoffqualität, Reifendruck, Serienzustand des Fahrzeugs) zu achten.

Nach einer Vorwärmphase wird der Verbrauch durch volumetrische oder gravimetrische Messung des Abgases errechnet. Der ursprünglich vorgeschriebene Stadtfahrzyklus wurde zum 1. Juli 1992 (Typprüfung) bzw. 31. Dezember 1992 (neue Fahrzeuge) durch einen außerstädtischen Fahrzyklus ergänzt, um die tatsächlichen Fahrbedingungen besser abbilden zu können. Das Ergebnis dieser Überarbeitung ist der seit 1996 gültige Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ, vgl. Abb. 2.4).

Der NEFZ besteht aus zwei Abschnitten. Teil 1 (City) ist aus vier identischen Stadtfahrzyklen mit einer Maximalgeschwindigkeit von 50 km/h aufgebaut. Ein Einzelzyklus besteht aus 15 mit enger Toleranz festgelegten Abschnitten (31 % der Zeit im Leerlauf, 22 % für Beschleunigung, Konstantfahrt 29 % und Verzögerung 18 % der Zeit), wobei die Schaltpunkte bei 15 und 35 km/h gesetzlich festgelegt sind. Ergänzt wird dieser durch einen Überlandzyklus EUDC (Teil 2) mit Geschwindigkeiten bis zu 120 km/h. Der Neue Europäische Fahrzyklus wird auch als NEDC (New European Driving Cycle) bzw. MVEG (Motor Vehicle Emissions Group) bezeichnet.

Ab 2018 soll ein nahezu weltweit gültiger Fahrzyklus für die Verbrauchsbestimmung verwendet werden, der ebenfalls aus realen Fahrprofilen abgeleitet wurde. Dieser wird als WLTC bezeichnet (Worldwide harmonized Light Car Test Cycle). Viele Hersteller definieren darüber hinaus spezielle, dem Kundenfahrverhalten angepasste Zyklen, die die Realität weitaus besser abbilden.

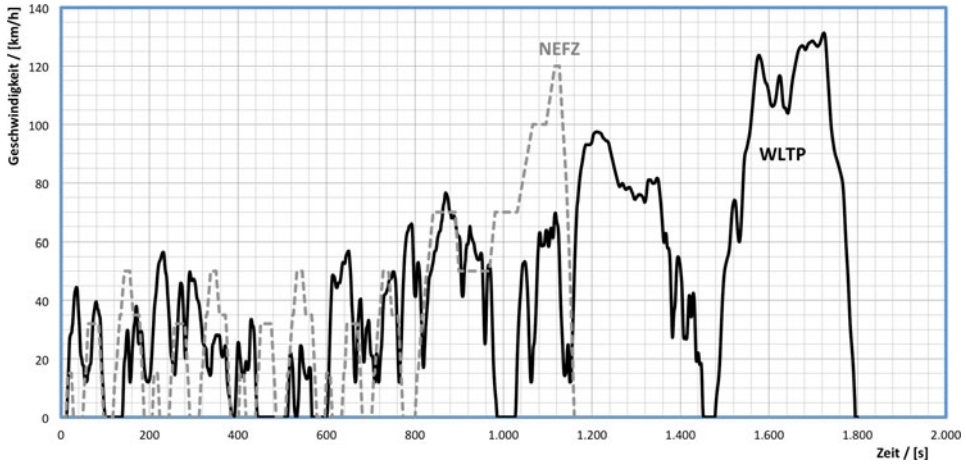


Abb. 2.4 Darstellung der Zyklusgeschwindigkeit über Zeit für den NEFZ und den WLTP

Zur Beurteilung von Motoren dient u. a. der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e , zur Beurteilung von Fahrzeug und Motor wird dagegen der Streckenverbrauch b_s verwendet. Diese sind wie folgt definiert:

$$b_e = \frac{\text{Kraftstoffmasse}}{\text{geleistete Arbeit}} \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad \text{und} \quad b_s = \frac{\text{Kraftstoffvolumen}}{\text{gefahrte Strecke}} \left[\frac{1}{100 \text{ km}} \right]. \quad (2.10)$$

Anhand des spezifischen Kraftstoffverbrauchs gelingt eine Klassifizierung der Motoren nach ihrer Effizienz, der Streckenverbrauch hingegen wird zur Bewertung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens des Gesamtfahrzeugs herangezogen.

2.3 Gesamtwiderstand

Um den gesamten Fahrzeugfahrwiderstand abzubilden und hiermit Verbrauchsaussagen treffen zu können, muss überlegt werden, welcher Gesetzmäßigkeit die Summe der Fahrwiderstände in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit folgt. Da die Luftwiderstandskraft als einziger Fahrwiderstand von der Fahrgeschwindigkeit abhängt, kann auch für den gesamten Fahrwiderstand eine quadratische Abhängigkeit angenommen werden. Die Fahrwiderstandsleistung P_{FW} hängt dann kubisch mit der Fahrgeschwindigkeit zusammen. Es gilt die aufgelöste Hauptgleichung des Kraftfahrzeugs (ohne Auftriebseinfluss):

$$P_e = \frac{1}{\eta_T} \cdot \frac{1}{1 - \lambda_A} \cdot v_F \cdot \left[m_F \cdot g \cdot (\sin a + f_R \cdot \cos a) + m_F \cdot e \cdot a + c_W \cdot A_x \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_F - v_{\text{Wind}})^2 \right]. \quad (2.11)$$

Die zyklusrelevanten Haupteinflussgrößen sind die Fahrzeugmasse, der Rollwiderstandsbeiwert sowie die Antriebswirkungsgrade, die Stirnfläche und der c_W -Wert, wobei

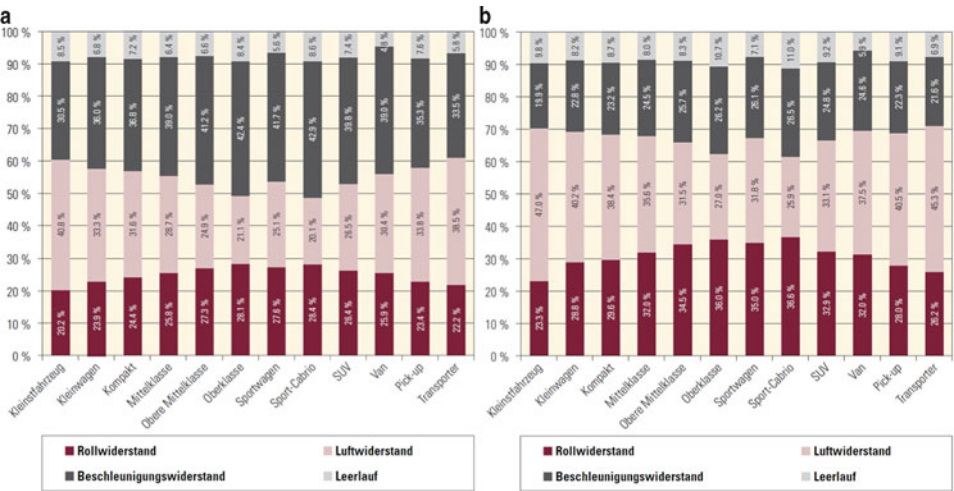


Abb. 2.5 Relativer Anteil der Fahrwiderstände an den CO₂-Emissionen im NEFZ bei konventionellen Fahrzeugkonzepten (a) und bei Elektrofahrzeugen mit Ausnutzung von 66 % der theoretisch rekuperierbaren Bremsenergie (b). (Wiedemann [66])

die Aerodynamik aufgrund ihrer überlinearen Geschwindigkeitsabhängigkeit insbesondere bei hoher Fahrgeschwindigkeit überproportional an Bedeutung gewinnt. Abb. 2.5 zeigt für verschiedene Fahrzeugklassen, welcher Anteil den unterschiedlichen Widerstandsbeiträgen am Gesamtverbrauch im NEFZ zuzuordnen ist. Dabei nimmt das linke Schaubild Bezug auf konventionelle Fahrzeugkonzepte, das rechte Bild auf fortschrittliche Konzepte mit der Möglichkeit der Bremsenergierückgewinnung.

Der Anteil der Aerodynamik liegt im ersten Falle zwischen 20,1 und 40,8 % und wächst im zweiten Fall auf 25,9 bis 47,0 % an. Daraus kann zunächst abgeleitet werden, dass der Entwicklung verbesserter Luftwiderstände ein beträchtlicher und wichtiger Kundennutzen bzgl. niedrigerer Verbräuche zuzuordnen ist. In der Abbildung taucht ein weiterer Verbrauchsgrund auf, nämlich die Leerlaufverluste. Im Stillstand des Fahrzeugs läuft der Motor weiter und muss unter Kraftstoffeinsatz am Laufen gehalten werden. Mit moderner Start-Stopp-Technologie kann dieser Verbrauchsanteil aber zu null hin gedrückt werden. Des Weiteren hin scheint aber auch der Bedarf an aerodynamischer Optimierung in Zukunft noch größer zu werden, wie der Anstieg des Aerodynamikanteils bei Elektrifizierung zeigt. Da kleine Verbesserungen des Luftwiderstands im NEFZ noch keine sehr deutlichen Auswirkungen haben, ist in Abb. 2.6 für ein Mittelklassefahrzeug die obige Aufstellung ergänzt durch entsprechende, aber aus einem typischen Kundenfahrverhalten abgeleitete prozentuale Anteile.

Ausgehend vom NEFZ wächst der der Aerodynamik zugeordnete Anteil des Verbrauchs aufgrund der vom Kunden gefahrenen höheren Fahrgeschwindigkeiten beim konventionellen Fahrzeugkonzept von 28,7 auf 48,0 % an. Unter dem zu Grunde gelegten

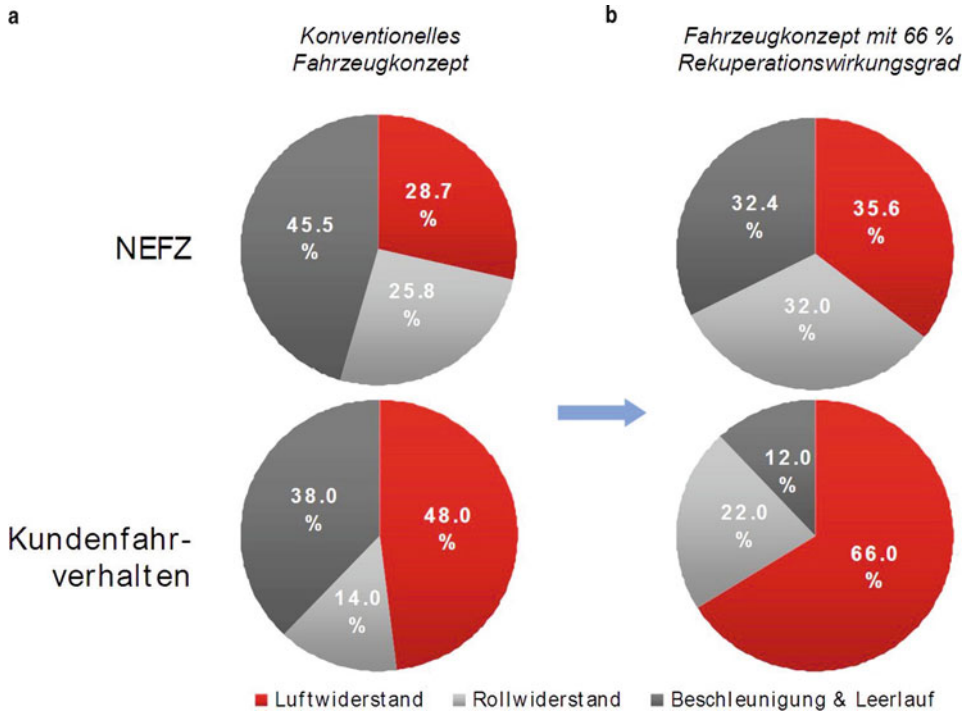


Abb. 2.6 Relativer Anteil der Fahrwiderstände an den CO₂-Emissionen im NEFZ und bei typischem Kundenfahrverhalten für ein Mittelklassefahrzeug ohne (a) und mit Elektrifizierung (b)

Elektrifizierungsgrad von 66 % erhöht sich der Anteil von 35,6 auf 66,0 %. Das bedeutet, dass bei solchen Fahrzeugen zwei Drittel des Kraftstoffverbrauchs auf den Luftwiderstand zurückzuführen ist. Wird beispielsweise das SUV-Segment in der Wettbewerbsübersicht aus Abb. 1.6 betrachtet, heißt das, dass zwischen bestem und schlechtestem Fahrzeug im elektrifizierten Falle alleine aus den aerodynamischen Unterschieden ein Mehrverbrauch des schlechtesten Wagen von 22,7 % folgt.

2.4 Höchstgeschwindigkeit

Der aerodynamische Fahrwiderstand bestimmt auch die Höchstgeschwindigkeit eines Fahrzeugs. In Abb. 2.7 ist der Verlauf der einzelnen Fahrwiderstände in der Ebene bei Konstantfahrt, sowie der Gesamtfahrwiderstand für drei verschiedene Fahrzeuge über der Fahrgeschwindigkeit dargestellt.

Das linke Schaubild zeigt, dass der Luftwiderstand für dieses Fahrzeug ab ca. 75 km/h der vorherrschende Fahrwiderstand ist. Im rechten Schaubild ist anhand einer zu Verfügung stehenden Motorleistung die theoretisch mögliche Maximalgeschwindigkeit anhand

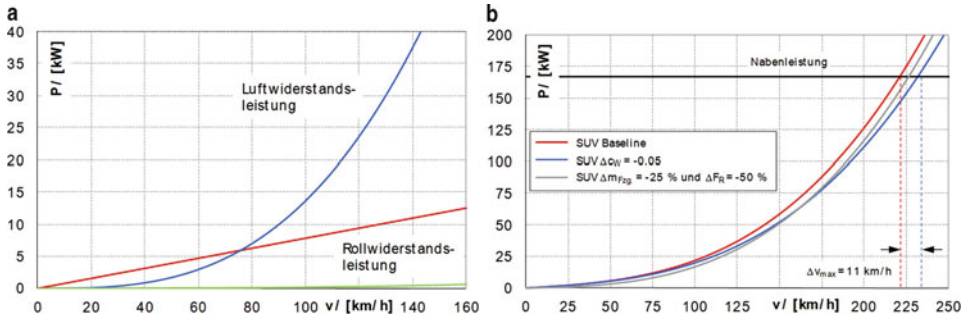


Abb. 2.7 Fahrwiderstände eines Geländewagens (a) und Gesamtfahrwiderstand (b), aufgetragen über der Fahrgeschwindigkeit. (Schütz in [52])

der Fahrwiderstandsparabel abgeleitet. Ausgehend von $v_{max} = 220$ km/h im Ausgangsfall (entspricht den Fahrwiderstandsanteilen im linken Bild) kann die Höchstgeschwindigkeit mit einer Widerstandsverbesserung von $\Delta c_W = -0,05$ um ca. 11 km/h verbessert werden.

Als weiteres Beispiel werden die Auswirkungen einer 25-%igen reduzierten Fahrzeugmasse gemeinsam mit der Reduzierung des Rollwiderstands um (utopische) 50 % dargestellt. Hier ergäbe sich lediglich eine Erhöhung von v_{max} um ca. 5 km/h. Der Vergleich beider Fälle zeigt, welche Bedeutung die Optimierung des Luftwiderstands von Kraftfahrzeugen auch für die Fahrleistungen, und hier insbesondere für die Höchstgeschwindigkeit hat.

Fahrzeugaerodynamik

Basiswissen für das Studium

Schütz, Th.

2016, XV, 213 S. 212 Abb., 200 Abb. in Farbe.,

ISBN: 978-3-658-12818-0