

3 Downsizing

3.1 Grundlagen

Unter dem Begriff „Downsizing“ versteht man zunächst ganz allgemein eine Reduzierung des gesamten Hubvolumens V_H eines Verbrennungsmotors. Diese Maßnahme wäre bei sonst gleichen Randbedingungen mit einem entsprechenden Leistungs- und Drehmomentabfall verbunden, sodass der Motor für den Einsatzzweck u.U. nicht mehr geeignet wäre oder kundenseitig auf Akzeptanzprobleme stoßen würde. Demnach müssen sinnvolle Gegenmaßnahmen getroffen werden, um den durch die Senkung des Hubvolumens verursachten Leistungsverlust kompensieren zu können. Motoren, die trotz eines geringen Motorhubvolumens über ein hohes Leistungsvermögen verfügen, stellen sogenannte „Downsizing-Konzepte“ dar. Sie weisen stets eine hohe Leistungsdichte bzw. spezifische Leistung auf, die wie folgt definiert ist:

$$\frac{P_e}{V_H} = i \cdot n \cdot p_{me} \quad (3.1)$$

Eine Steigerung der Leistungsdichte lässt sich prinzipiell durch Anhebung der Nenndrehzahl oder durch Erhöhung des maximalen effektiven Mitteldruckes erreichen. Hieraus resultieren einerseits die sogenannten Hochdrehzahl- und andererseits die Hochlastkonzepte. Im Gegensatz hierzu kann das spezifische Drehmoment bzw. die Drehmomentdichte

$$\frac{M}{V_H} = p_{me} \cdot \frac{i}{2\pi} \quad (3.2)$$

ausschließlich durch Steigerung des effektiven Mitteldruckes erhöht werden.

Downsizing, also die Reduzierung des Motorhubvolumens mit gleichzeitiger Steigerung der spezifischen Leistung bzw. der Drehmomentdichte, ist neben dem Begriff für ein Motorkonzept jedoch auch ein Prozess, der seit Beginn der Motorenentwicklung beobachtet werden kann. Infolge verbesserter Werkstoffausnutzung, höherer Betriebssicherheit und gesteigerten Lebensdauern – um nur einige Gründe zu nennen – konnten sich auch andere motorische Kennwerte im Laufe der Zeit vorteilhaft entwickeln. Beispiele hierfür sind die mittlere Kolbengeschwindigkeit und das Verdichtungsverhältnis. Die Geschwindigkeit, mit der sich die Kennwerte verändern, ist neben dem technischen Fortschritt auch abhängig von den politischen und wirtschaftlichen Randbedingungen, die einen direkten Einfluss auf die Weiterentwicklung von Motoren ausüben.

Abbildung 3.1 zeigt die zeitliche Entwicklung der spezifischen Motorleistung von Großserien-Pkw-Otto- und -Dieselmotoren. Waren zu Beginn des 20. Jahrhunderts beim Otto-Saugmotor spezifische Leistungen von etwa 10 kW/dm^3 die Regel, so werden heute zwischen 30 und 90 kW/dm^3 erreicht. Aufgeladene Ottomotoren liegen mit etwa 45 - 105 kW/dm^3 deutlich über den Werten der Saugmotoren.

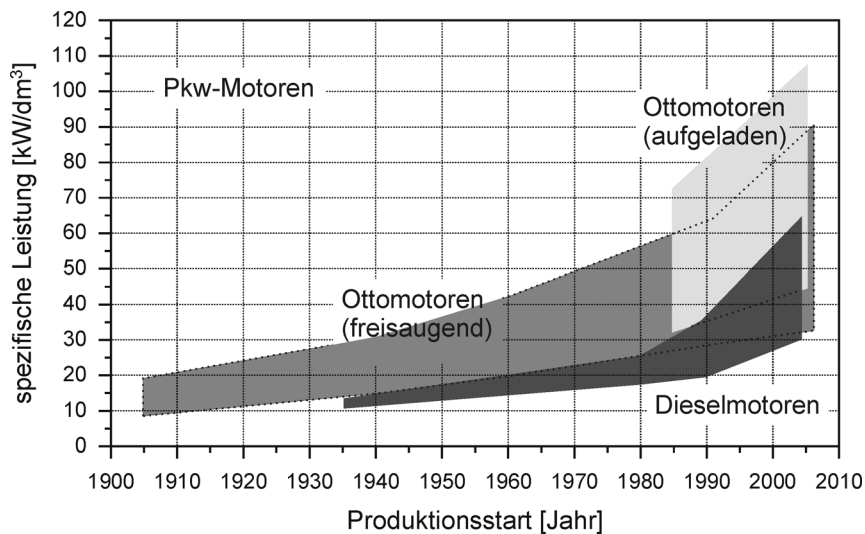


Abb. 3.1. Zeitliche Entwicklung der spezifischen Leistung von Pkw-Motoren

Eine noch beachtlichere Entwicklung hinsichtlich der spezifischen Leistungen und der effektiven Mitteldrücke war in den letzten Jahren beim Dieselmotor zu beobachten. In erster Linie durch Einführung der Abgasturboaufladung und der direkten Kraftstoffeinspritzung stellen Pkw-Dieselmotoren heute durchzugsstarke und sparsame Antriebsaggregate dar. Sie erreichen aufgrund des begrenzten Drehzahlniveaus zwar nicht die spezifischen Leistungen von Ottomotoren, jedoch weisen sie vergleichbare spezifische Drehmomente wie aufgeladene Ottomotoren auf.

Allein aus der zeitlichen Entwicklung der Leistungsdichte ist ersichtlich, dass es praktisch keine definierte Grenze gibt, ab der man von Downsizing sprechen kann. Ganz allgemein werden unter diesem Begriff Motoren-Konzepte verstanden, die sich insbesondere bei den Kennwerten Leistungs- und Drehmomentdichte sowie Nenndrehzahl deutlich vom Mittelwert der momentan auf dem Markt befindlichen Serienmotoren unterscheiden [GOL03a]. In diesem Sinne verfügen diese Motoren-Konzepte entweder über ein sehr leistungsfähiges Aufladesystem zur Darstellung der hohen Mitteldrücke oder sie sind als Hochdrehzahlmotoren ausgelegt. Abb. 3.2 stellt den maximalen, effektiven Mitteldruck aktueller Pkw-Ottomotoren der jeweiligen Nenndrehzahl gegenüber. Motoren mit effektiven Mitteldrücken ab etwa 20 bar können als Hochlastkonzepte bezeichnet werden.

Zur Darstellung dieser Mitteldrücke werden bei Dieselmotoren – je nach gewähltem Luftverhältnis – absolute Ladedrücke von etwa $p_L = 2.2$ bar benötigt. Ottomotoren erfordern aufgrund des überwiegend stöchiometrischen oder leicht fetten Betriebs geringere Ladedrücke in Höhe von etwa $p_L = 1.9$ bar. Ab einer Nenndrehzahl von ca. 7.000 1/min beginnt der Bereich der Hochdrehzahlmotoren. Alle Aggregate, die unterhalb dieser beiden fließenden Grenzen liegen, stellen die konventionellen Motoren dar. Die Abbildung macht deutlich, dass derzeit nur ein sehr geringer Anteil serienmäßiger und in nennenswerten Stückzahlen produzierten Ottomotoren Hochlast- oder Hochdrehzahlkonzepte sind.

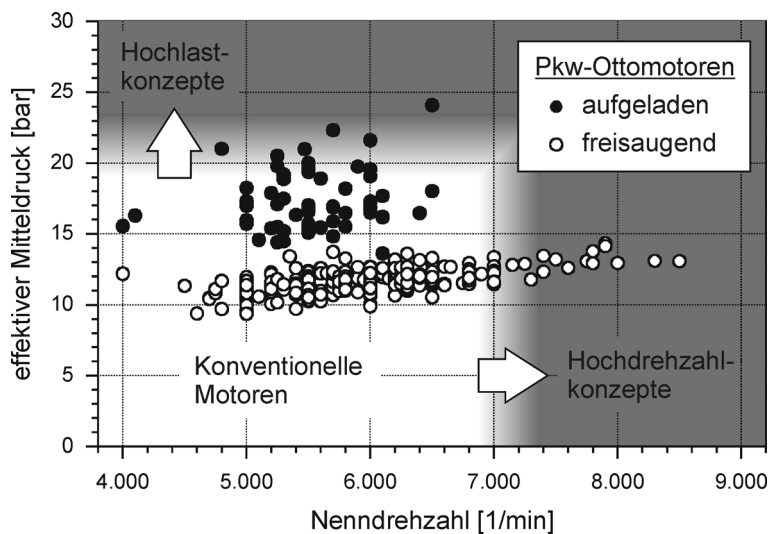


Abb. 3.2. Maximaler Mitteldruck und Nenndrehzahl aktueller Pkw-Ottomotoren

Während die Nenndrehzahl beim Ottomotor im Interesse hoher Leistung vergleichsweise einfach angehoben werden kann, ist diese Maßnahme beim Dieselmotor aufgrund der prinzipiellen Unterschiede im Brennverfahren nicht möglich. Moderne Pkw-Dieselmotoren weisen Nenndrehzahlen im Bereich von 3.700-4.500 1/min auf. Echte Hochdrehzahlkonzepte sind daher ausschließlich den Ottomotoren vorbehalten, sodass Dieselmotoren praktisch nur als Hochlastkonzepte ausgeführt werden können. Wird bei Pkw-Dieselmotoren eine Nenndrehzahl von 4.000 1/min vorausgesetzt, so bedeutet eine spezifische Leistung von 50 kW/dm^3 , dass im Nennpunkt ein effektiver Mitteldruck von 15 bar vorliegen muss. Eine Steigerung der Leistungsdichte um 10 kW/dm^3 entspricht damit einem Anstieg des effektiven Mitteldruckes im Nennpunkt von 3 bar. Eine Leistungsdichte von beispielsweise 70 kW/dm^3 erfordert somit einen Mitteldruck von 21 bar im Nennpunkt.

Um eine objektive bzw. quantifizierbare Aussage über den Grad einer Leistungs- oder Drehmomentdichtesteigerung machen zu können, sind geeignete Kennwerte zu definieren. Dazu gibt es grundsätzlich mehrere Möglichkeiten. Mit

Blick auf den Begriff Downsizing ist es zweckmäßig, das Motorhubvolumen als Basiskennwert zu verwenden. Um den Grad der Leistungs- bzw. Mitteldrucksteigerung aufzuzeigen, muss zudem ein Bezugswert gegeben sein. Dieser Bezug kann z.B. durch einen entsprechenden Saugmotor in der Basisausführung dargestellt werden. Je nachdem, ob ein bestehender Motor durch Aufladung oder Drehzahlserhöhung ein höheres Drehmoment bzw. eine höhere Leistung erreicht oder ob ein großvolumiger Motor durch einen kleinvolumigen mit gleicher Nennleistung bzw. gleichem maximalen Drehmoment ersetzt wird, gibt es generell jeweils zwei Ansätze für den sogenannten Downsizing-Grad, die jedoch qualitativ das gleiche beschreiben. Dabei werden die Veränderungen entweder auf das maximale Drehmoment bzw. den maximalen Mitteldruck oder auf die Nennleistung bezogen, sodass sich für den Downsizing-Grad die im Folgenden beschriebenen Zusammenhänge als sinnvoll erweisen. Der Kennwert $\gamma_{DS,P_{max}}$ kennzeichnet den Downsizing-Grad, den ein Motor 2 im Vergleich zu einem Motor 1 mit gleicher Nennleistung, aber reduziertem Motorhubvolumen aufweist. Diese Kenngröße berechnet sich zu

$$\gamma_{DS,P_{max}} = \left(\frac{V_{H,1} - V_{H,2}}{V_{H,1}} \right)_{P_{max}=const.} . \quad (3.3)$$

Im Umkehrschluss kann ein vorhandener Motor jedoch auch durch Aufladung oder Drehzahlsteigerung auf eine höhere Leistung ausgelegt werden, wobei das Motorhubvolumen konstant bleibt. Dann gilt für den Downsizing-Grad:

$$\gamma_{DS,P_{max}}^* = \left(\frac{P_{max,2} - P_{max,1}}{P_{max,2}} \right)_{V_H=const.} . \quad (3.4)$$

Ähnliche Kennwerte lassen sich aufstellen, wenn das maximale Drehmoment bzw. der maximale effektive Mitteldruck als Vergleichsbasis gewählt wird:

$$\gamma_{DS,M_{max}} = \left(\frac{V_{H,1} - V_{H,2}}{V_{H,1}} \right)_{M_{max}=const.} . \quad (3.5)$$

$$\gamma_{DS,M_{max}}^* = \left(\frac{M_{max,2} - M_{max,1}}{M_{max,2}} \right)_{V_H=const.} . \quad (3.6)$$

Der jeweilige Downsizing-Grad ist abhängig von der gewählten Bezugsgröße (Motor 1) sowie der Vergleichsbasis (Hubraum, Leistung, Drehmoment). Er ist damit – im Gegensatz zu den Kenngrößen Leistungsdichte und spezifisches Drehmoment – eine relative Kenngröße und kann je nach Betrachtungsweise unterschiedliche Werte annehmen. Zwei Beispiele sollen dies verdeutlichen. In Abb. 3.3 werden im rechten Diagramm mehrere Motoren mit gleichem maximalen Drehmoment, aber unterschiedlichem Motorhubvolumen verglichen. Im linken Diagramm ist das Motorhubvolumen konstant und die Motoren weisen verschie-

dene Nennleistungen bzw. maximale Drehmomente auf. Mit Bezug auf die jeweilige Basisvariante – hier jeweils ein Saugmotor – ergeben sich bei den betrachteten Motoren Downsizing-Grade zwischen 17% und 45%.

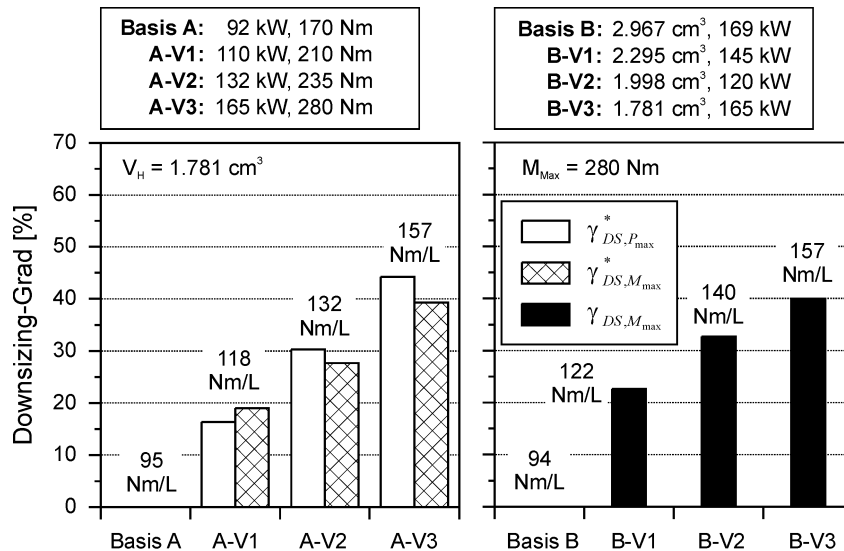


Abb. 3.3. Downsizing-Grade für verschiedene Otto-Motoren

Mit Hilfe des Downsizing ist eine höhere Ausnutzung des vorhandenen Motorvolumens möglich, sodass kompakte Motoren dargestellt werden können, die trotzdem entsprechende Leistungsanforderungen erfüllen können. Neben diesen Packagevorteilen existiert jedoch ein Potenzial, das den Hauptantrieb für die Entwicklung von Downsizing-Konzepten darstellt. Durch Auswahl und Kombination geeigneter Techniken sind beträchtliche Kraftstoffverbrauchseinsparungen im Vergleich zu den klassischen Motorkonzepten möglich, die in der Größenordnung von 10-30% liegen und damit einen großen Anreiz für die Motorenentwicklung geben. Unter dem Begriff Downsizing werden heute daher eher Motorkonzepte verstanden, die einerseits durch eine hohe Leistungsdichte charakterisiert sind und andererseits sehr niedrige Kraftstoffverbräuche aufweisen. Wie später gezeigt wird, ist dieses Ziel praktisch nur mit Hochlastkonzepten zu erreichen.

Abbildung 3.4 verdeutlicht diese originären Ziele des Downsizing, nämlich die Kombination des niedrigen Kraftstoffverbrauchs kleinvolumiger Motoren mit den guten Fahrleistungen großvolumiger Motoren. So kann theoretisch bei einer konsequenten Umsetzung des Downsizing-Gedankens ein 6-Zylinder-Saugmotor durch einen hochaufgeladenen, dreizylindrigen Motor substituiert werden, was bei gleichem Zylinderhubvolumen einem Downsizing-Grad von 50% entsprechen würde.

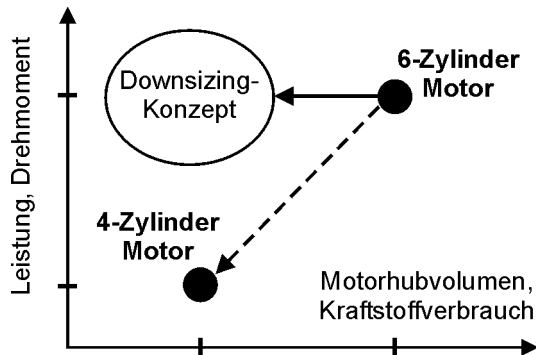


Abb. 3.4. Hauptziele des Downsizing

Generell erfolgt beim Downsizing infolge der Reduzierung des Motorhubvolumens eine Verlagerung der Betriebspunkte im Motorkennfeld in Richtung höherer Mitteldrücke (Hochlastkonzepte) bzw. höherer Drehzahlen (Hochdrehzahlkonzepte), damit die gewünschte Leistung dargestellt werden kann. Abb. 3.5 zeigt beispielhaft für die unterschiedlichen Motorkonzepte die stationären Vollastlinien (Drehmoment bzw. effektiver Mitteldruck) in Abhängigkeit der Drehzahl sowie die Fahrwiderstandslinien bei optimaler Getriebeübersetzung. Optimal bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs bei der höchsten Getriebeübersetzung erreicht wird und die entsprechende Fahrwiderstandslinie somit den Nennpunkt kreuzt.

Alle Motoren haben eine Nennleistung von 74 kW, die jedoch bei unterschiedlichen Drehzahlen erreicht wird. Dieser Sachverhalt wird anhand der im oberen Diagramm eingetragenen Leistungshyperbeln deutlich. Während der konventionelle Saugmotor einen Hubraum von $V_H = 1,6 \text{ dm}^3$ und eine Nenndrehzahl von $n = 6.000 \text{ 1/min}$ aufweist, verfügen die als Hochdrehzahl- bzw. Hochlastkonzept ausgelegten Downsizing-Varianten über einen deutlich reduzierten Hubraum in Höhe von $1,0 \text{ dm}^3$ sowie Nenndrehzahlen in Höhe von 8.500 bzw. 5.800 1/min. Die Getriebeübersetzungen sind an die jeweiligen Nenndrehzahlen optimal angepasst, sodass die theoretische Höchstgeschwindigkeit auch im dargestellten Gang erreicht wird. Bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit liegen die Betriebspunkte der unterschiedlichen Motorkonzepte im M, n -Diagramm auf der entsprechenden Leistungshyperbel. Das Hochdrehzahlkonzept verfügt über ein im Vergleich zu den anderen Varianten reduziertes maximales Motormoment, wobei der qualitative Drehmomentverlauf der beiden Saugmotoren ähnlich ist.

Im unteren Diagramm sind die spezifischen Betriebspunkte und Kennwerte dargestellt. Die Hyperbeln entsprechen hier der spezifischen Leistung, während der effektive Mitteldruck direkt proportional zur Drehmomentdichte ist. Hier wird deutlich, dass die beiden Saugmotoren in etwa die gleiche Drehmomentdichte aufweisen, der turboaufgeladene Motor jedoch einen signifikant höheren Mitteldruck realisieren kann.

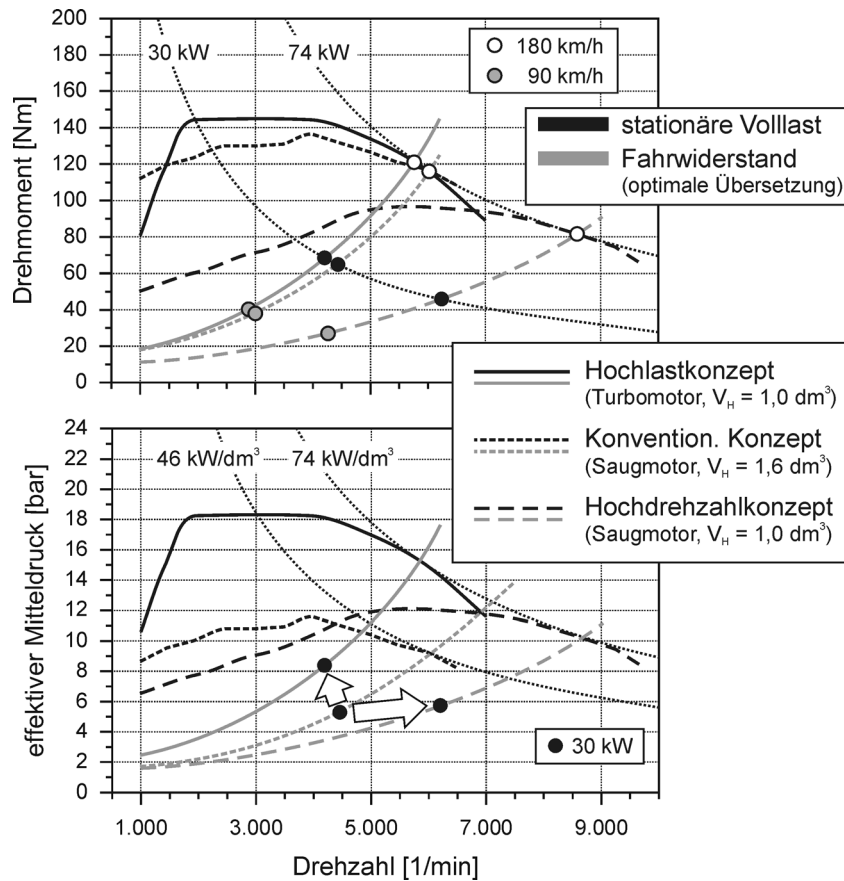


Abb. 3.5. Unterschiedliche Motorkonzepte im Motorkennfeld

Mit Hilfe des Downsizing sind zudem beträchtliche spezifische Leistungen darstellbar. Die Hubraumreduzierung bewirkt beim aufgeladenen Motor im Vergleich zum konventionellen, großvolumigen Saugmotor eine Betriebspunktverlagerung in Richtung höherer Lasten, sofern eine konstante Leistung – hier im Beispiel 30 kW – realisiert werden soll. Beim Hochdrehzahl-Motor verlagert sich der Betriebspunkt in Richtung höherer Drehzahlen. Aus der Kenntnis, dass der Wirkungsgrad eines Motors bei konstanter Last mit steigender Drehzahl aufgrund der überproportional ansteigenden mechanischen Verluste abnimmt, lässt sich schlussfolgern, dass Downsizing-Konzepte als Hochdrehzahlantriebe nicht zu einer Senkung des Kraftstoffverbrauches im NEFZ führen. Die mit dem Downsizing-Begriff verbundene bzw. damit assoziierte deutliche Verbrauchssenkung kann daher nur durch Hochlastkonzepte realisiert werden.

Leistungssteigerung durch höhere Mitteldrücke führt grundsätzlich zu höheren mechanischen bzw. dynamischen Belastungen im Triebwerk und machen daher eine Anpassung der Bauteildimensionierung erforderlich, die ihrerseits eine Ge-

wichtszunahme des Motors zur Folge hat. Leistungssteigerungen durch Erhöhung der Nenndrehzahl führen zwar ebenfalls zur einer höheren dynamischen Belastung der bewegten Triebwerksteile, jedoch können diese Zusatzbelastungen durch Massenreduzierung der Triebwerkskomponenten weitgehend kompensiert werden. Es ist zu beobachten, dass Hochleistungsaggregate mit steigender Nenndrehzahl auch leichter ausfallen. Bei Ottomotoren ist eine Begrenzung der Nenndrehzahl durch das Brennverfahren erst oberhalb von 18.000 1/min gegeben, wie Formel-1-Rennwagen eindrucksvoll beweisen. Den Anforderungen im Hinblick auf hohe spezifische Leistungen sowie an das Potenzial zur Leistungssteigerung durch ein Hochdrehzahlkonzept wird der Ottomotor daher in idealer Weise gerecht [SPI02].

Die Tatsache, dass der Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren mit steigender Last ansteigt, ist seit langer Zeit bekannt. Früher fehlten jedoch geeignete Techniken, um dieses Potenzial gezielt im kundenrelevanten Fahrbetrieb und unter Beibehaltung des Komforts und der Akustik konventioneller Motoren nutzen zu können. Genau hier liegen die Herausforderungen zur Umsetzung der im Rahmen eines Hochlast-Downsizing-Konzeptes benötigten Einzelmaßnahmen.

Sofern nur die Nennleistung eines Motors gesteigert werden soll, ist die Anhebung der Nenndrehzahl eine wirkungsvolle und technisch leichter beherrschbare Maßnahme, die speziell bei Ottomotoren für den Einsatz in sportlich betriebenen Fahrzeugen angewendet wird. Der fehlende Anstieg des Drehmomentes steht jedoch einer komfortorientierten Fahrweise entgegen, sodass Hochdrehzahl-Konzepte für die Großserienanwendung – und nur diese ist zur Erreichung der ACEA-Zielmarke von Interesse – nur eine untergeordnete Rolle spielen. Verbrauchsorientierte Downsizing-Konzepte bedienen sich zur Leistungs- und Drehmomentkompensation Maßnahmen, die den Mitteldruck signifikant erhöhen. Die damit verbundene Betriebspunktverlagerung zu höheren Lasten führt über unterschiedliche Mechanismen zu einer beachtlichen Senkung des Kraftstoffverbrauchs.

Neben den Wirkungsgradvorteilen haben Downsizing-Konzepte weitere nutzbare Potenziale. Infolge intensiverer Gemischbildung und Vorteilen bei der Verbrennung werden weniger limitierte Schadstoffe emittiert. Die Reduzierung des Motorhubvolumens ermöglicht eine Senkung der Motormasse und des erforderlichen Bauraumes und führt damit zu einer verbesserten Fahrdynamik durch gleichmäßigere Gewichtsverteilung auf Vorder- und Hinterachse. Darüber hinaus eröffnen sich im Interesse der Insassensicherheit neue Möglichkeiten für die Auslegung der Vorderwagen-Crashstruktur. Zudem erweitert das obligatorische Aufladesystem über unterschiedliche Aufladegrade das Leistungsangebot innerhalb einer Motorenfamilie, sodass – abgesehen von der Notwendigkeit komplexer und teurer Zusatztechnologien, die zur Umsetzung eines konsequenten Downsizing-Konzeptes erforderlich sind – auch durchaus auf der Kostenseite Potenziale bestehen.

Downsizing-Konzepte weisen jedoch auch einige, zum Teil gravierende Risiken und Probleme auf, die für die Motorenentwickler große Herausforderungen darstellen. Im Vergleich zu herkömmlichen Motoren erfordern hochaufgeladene Antriebe umfangreiche Modifikationen. Aufgrund der hohen Leistungs- und Drehmomentdichte müssen große Ladungsmassen in den Brennraum eingebracht

werden. Damit werden auf geringem Raum auch große Energiemengen umgesetzt. Besondere Anforderungen werden deshalb in erster Linie an das Kraftstoff-Einspritzsystem, das Aufladesystem sowie an die Motormechanik und –tribologie gestellt.

Die Risiken, die mit den erforderlichen Modifikationen verbunden sind, betreffen einerseits das Transient- oder Responseverhalten des Motors nach Lastwechseln, die Motorlebensdauer, die Akustik und den Schwingungskomfort. Mit Blick auf die zusätzlich notwendigen Techniken zur Umsetzung eines erfolgreichen Konzeptes steigt der Regelungsaufwand bzw. die Komplexität des Gesamtsystems an. Unabhängig von den technischen Herausforderungen stellt die Kundenakzeptanz – insbesondere auf dem Pkw-Sektor – ebenfalls ein ganz wesentliches Kriterium dar.

3.2 Statisches und Dynamisches Downsizing

3.2.1 Reduzierung des Motorhubvolumens

Downsizing umfasst zunächst die Reduzierung des Motorhubvolumens V_H . Beim sogenannten statischen Downsizing – der klassischen Variante – wird das gesamte Hubvolumen im Rahmen der Motorauslegung festgelegt und ist damit nicht veränderbar. Sofern jedoch das „aktive“ Hubvolumen dem jeweiligen Drehmomentbedarf angepasst werden kann, hat man es mit einem dynamischen Downsizing-Konzept zu tun. Der Begriff „aktiv“ bedeutet in diesem Sinne, dass eine Energieumsetzung durch die Verbrennung nicht im vollständigen Hubvolumen stattfindet, sondern nur in Teilbereichen. Motoren mit Zylinderabschaltung, bei denen im Teillastbetrieb mehrere Zylindereinheiten deaktiviert werden, sind daher dem dynamischen Downsizing zuzuordnen.

Das gesamte Motorhubvolumen ist abhängig von der Zylinderzahl und dem Zylinderhubvolumen. Letzteres lässt sich aus der Bohrung und dem Hub berechnen.

$$V_H = z \cdot V_h = z \cdot \frac{D^2 \cdot \pi \cdot s}{4} \quad (3.7)$$

Die Reduzierung des Motorhubvolumens kann demnach entweder durch Senkung der Zylinderzahl oder durch Verringerung des Zylinderhubvolumens erfolgen. Die Verringerung des Motorhubvolumens durch Reduzierung der Zylinderzahl verursacht geringe Kosten, da das Baukastenprinzip angewendet werden kann. Die relativ großen Zylinderhubvolumina weisen aufgrund prozentual geringerer Wärme- und Reibungsverluste höhere thermodynamische und mechanische Wirkungsgrade auf. Die Grenze wird hierbei durch das Laufverhalten und den Schwingungskomfort des Motors aufgezeigt. Bei geringen Zylinderzahlen müssen geeignete Maßnahmen zur Verbesserung des Akustik- und Schwingungskomforts gefunden werden, die in Form von Ausgleichswellen jedoch zu einer geringfügigen Reduzierung des mechanischen Wirkungsgrades führen. Als Hauptproblem

kleiner Zylinderzahlen wird die fehlende Kundenakzeptanz aufgrund vermeintlicher Image-, Akustik- und Komfortverluste angesehen.

Die Darstellung kleiner Motorhubvolumen durch Reduzierung des Zylinderhubvolumens unter Beibehaltung der Zylinderzahl erfordert infolge der veränderten Brennraumgeometrie einen hohen Entwicklungs- und Fertigungsaufwand. Zudem sind Abstriche beim Wirkungsgrad hinzunehmen. Für sehr kleine Motorhubvolumen von weniger als einem Liter stellen drei Zylinder für den Einsatz in Fahrzeugen die untere Grenze dar.

3.2.2 Mitteldrucksteigerung

Der effektive Mitteldruck wird zwar von zahlreichen Größen beeinflusst, er kann jedoch nur durch die Änderung eines Parameters wirkungsvoll erhöht werden. Um die Einflussgrößen beschreiben zu können, wird zunächst von der effektiven Arbeit des Motors ausgegangen, die innerhalb eines Zylinders verrichtet wird:

$$W_e = p_{me} \cdot V_h = m_B \cdot H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_m. \quad (3.8)$$

Für die Masse des in den Zylinder eingebrachten Kraftstoffes gilt allgemein

$$m_B = \frac{m_L}{\lambda \cdot L_{\min}}. \quad (3.9)$$

Für die folgenden Überlegungen wird beispielhaft der luftansaugende Motor behandelt. Bis auf geringfügige Änderungen gelten die Zusammenhänge jedoch auch für den gemischansaugenden Motor. Die Masse der in den Zylinder eingebrachten Luft ist von der Luftdichte, dem Brennraumvolumen sowie dem Liefergrad abhängig.

$$m_L = \rho_L \cdot V_h \cdot \lambda_{l,L}. \quad (3.10)$$

Durch Einsetzen der Gln. 3.9 und 3.10 in Gl. 3.8 und Auflösen nach dem effektiven Mitteldruck folgt für den effektiven Mitteldruck:

$$p_{me,L} = \rho_L \cdot \frac{H_u}{L_{\min}} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \lambda_{l,L}. \quad (3.11)$$

Zur Realisierung eines hohen effektiven Mitteldruckes sind hohe mechanische und innere Wirkungsgrade sowie ein hoher Liefergrad erforderlich. Diese Größen können jedoch nicht beliebig variiert werden und stellen damit Quasikonstanten dar. Das Luftverhältnis sollte möglichst niedrig sein, es kann beim stöchiometrisch betriebenen Ottomotor aufgrund der Abgasnachbehandlung mittels Drei-Wege-Katalysator und beim Dieselmotor durch die Rußgrenze jedoch nicht unter einen Wert von 0,9 bzw. 1,2 abgesenkt werden. Die einzig wirkungsvolle und praktisch durchführbare Maßnahme zur Steigerung des Mitteldruckes ist demnach die Erhöhung der Dichte der in den Zylinder einströmenden Luft. Dieses geschieht zweckmäßigerweise durch Vorverdichtung und wird als Aufladung bezeichnet. Da

die Lufttemperatur infolge der Kompression ansteigt, ist eine Kühlung der Ladeluft zweckmäßig, um eine weitere Steigerung der Ladungsdichte zu ermöglichen. Das ideale Gasgesetz verdeutlicht diesen Sachverhalt:

$$\rho_L = \frac{p_L}{R_L \cdot T_L} \quad (3.12)$$

Neben diesen globalen Werten sind für die praktische Umsetzung hoher Mitteldrücke vor dem Hintergrund der Emissionsproblematik und der thermomechanischen Bauteilbelastung der zeitliche Verlauf der Energieumsetzung sowie das Luftverhältnis von Bedeutung. Grundsätzlich ist ein hohes Luftangebot bezüglich der Schadstoffemissionen positiv zu bewerten, sofern eine sichere Zündung gewährleistet werden und die Verbrennung vollständig ablaufen kann. Zudem sinken die Wandwärmeverluste. Bei einem vorgegebenen Mitteldruck erfordert eine Steigerung des Luftverhältnisses eine weitere Erhöhung des Ladedruckes bzw. der Luftdichte, sodass die mechanische Belastung in Form von hohen Zylinderspitzen drücken zunimmt. Das gilt umso mehr für den Fall einer den Wirkungsgrad positiv beeinflussenden schnellen Verbrennung. In der Praxis müssen hier Kompromisse zwischen dem Wirkungsgrad, dem Akustikverhalten, der thermischen und mechanischen Motorbelastung sowie den Schadstoffemissionen gefunden werden.

Abbildung 3.6 zeigt die Abhängigkeit des erforderlichen Ladedruckes von den genannten Parametern am Beispiel des Dieselmotors. Die grundlegenden Zusammenhänge können ohne weiteres auf den Ottomotor übertragen werden. Angenommen wurde ein Druckverlust im Ladeluftkühler von 0,2 bar. Da der effektiv Wirkungsgrad des Motors mit zunehmender Motordrehzahl deutlich abnimmt, muss der Ladedruck zur Realisierung eines hohen Mitteldruckes entsprechend ansteigen.

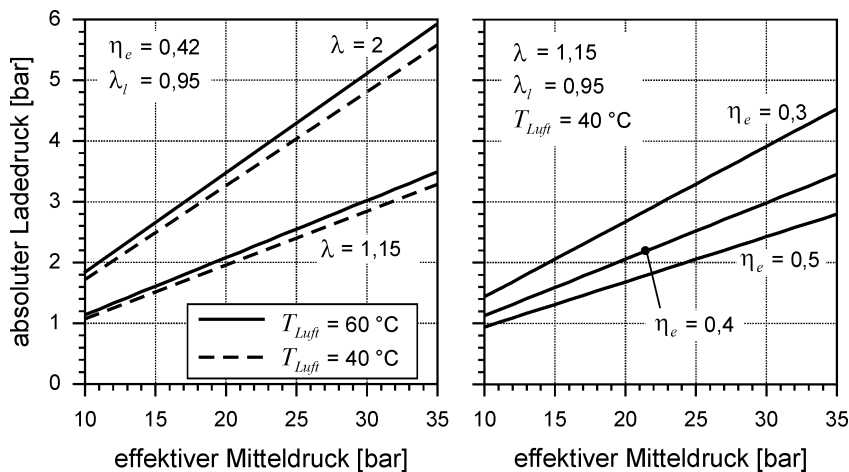


Abb. 3.6. Ladedruckbedarf des Dieselmotors in Abhängigkeit des effektiven Mitteldruckes sowie weiterer Betriebsparameter

Sollen Motoren mit hoher Leistungs- und Drehmomentdichte zusätzlich als Magerkonzepte ausgeführt bzw. aus Emissionsgründen oder zum thermischen Bauteilschutz [BIN01] mit einem hohen Luftverhältnis betrieben werden, stellt dies ganz besondere Anforderungen an das Aufladesystem. Für den konventionellen Dieselmotor, der im Volllastpunkt leicht mager betrieben wird und effektive Wirkungsgrade oberhalb 40% aufweist, beträgt der benötigte Ladedruck etwa gut ein Zehntel des effektiven Mitteldruckes. Es sei hier darauf hingewiesen, dass mit zunehmendem Lade- bzw. Spitzendruck in erster Linie nicht das Aufladesystem, sondern die Motorgrundkonstruktion der limitierende Faktor für eine Steigerung der Leistungsdichte wird. Da der Ottomotor zur Darstellung hoher Mitteldrücke auch unterstöchiometrisch betrieben werden kann bzw. muss, der Wirkungsgrad des Ottomotors aber geringer ausfällt als beim Dieselmotor, sind in etwa gleiche Ladedrücke erforderlich.

3.2.3 Dynamisches Downsizing durch Zylinderabschaltung

Motoren mit einem vergleichsweise großen Zylinderhubvolumen werden im Fahrzeugbetrieb häufig im unteren Lastbereich betrieben. Speziell bei den konventionellen Otto-Saugmotoren mit Drosselsteuerung ist der Betrieb in diesem Kennfeldbereich mit beträchtlichen Ladungswechselverlusten und Nachteilen im Hochdruckprozess verbunden. Um die gewünschte Motorleistung zu realisieren, genügen hier prinzipiell weniger Zylinder. Diese könnten mit höherer Last betrieben werden, wobei sich infolge des Downsizing-Effektes deutliche Wirkungsgradvorteile ergeben.

Die sogenannte Zylinderabschaltung (ZAS) – auch als Displacement-On-Demand (DOD) bezeichnet – ermöglicht über geeignete Vorrichtungen die betriebspunktabhängige Deaktivierung einzelner Zylinder während des Motorbetriebs. Während zur Darstellung hoher Drehmomente alle Zylinder aktiviert sind, genügen im Teillastbetrieb weniger Zylinder, um das benötigte Drehmoment liefern zu können. Die aktiven Zylinder werden dann auf einem erhöhten Lastniveau betrieben, sodass der Kraftstoffverbrauch durch diese Lastpunktverschiebung positiv beeinflusst wird. Im Abschaltbetrieb bleiben die Ein- und Auslassventile der nicht an der Kraftstoffumsetzung beteiligten Zylinder geschlossen, vergl. Abschn. 4.2.2, und gleichzeitig wird die Kraftstoffzufuhr gestoppt. Die ZAS erfordert eine Modifizierung der Motorsteuerung, damit der Motorbetrieb bei Änderung der aktiven Zylinderzahl nicht zu Drehmomentsprüngen und damit zu einem Stoß im Antriebsstrang führt [SCH00a]. Der ZAS-Betriebsbereich ist neben der Zylinderzahl auch von der Aktuatorik zur Deaktivierung der Ventile abhängig. Im Hinblick auf einen komfortablen Motorbetrieb mit gutem Geräusch- und Schwingungsverhalten kommt die Zylinderabschaltung nur bei Motoren in Betracht, die trotz Deaktivierung einzelner Zylindereinheiten eine gleichmäßige Zündfolge gewährleisten. Hier bieten sich beispielsweise 8- und 12-Zylindermotoren in V-Bauweise an, siehe Abb. 3.7.

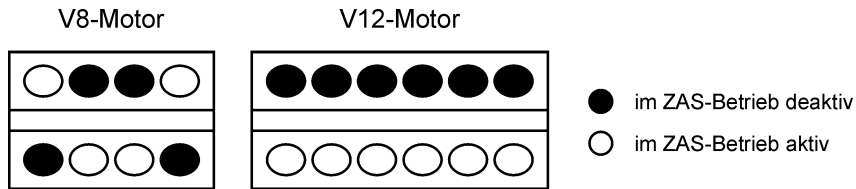


Abb. 3.7. Deaktivierte Zylinder bei V8- und V12-Motoren mit Zylinderabschaltung

Bei einem 12-Zylinder-Motor in V-Anordnung kann eine komplette Bank deaktiviert werden, während bei einem entsprechenden 8-Zylinder-Motor jeweils zwei Zylinder pro Bank nicht an der Energieumsetzung teilnehmen. Dieses Konzept wurde 1999 von DaimlerChrysler beim V8-Motor in die Serie eingeführt und erreicht im Teillastbetriebspunkt mit $p_{me} = 2$ bar und $n = 2.000$ 1/min einen sehr niedrigen, effektiven Kraftstoffverbrauch von 325 g/kWh [DOL99].

Im Folgenden sollen die Änderungen im Motorkennfeld durch die Abschaltung der Hälfte der Zylinder genauer beschrieben werden. Abb. 3.8 zeigt die Volllastlinien eines V8-Ottomotors mit einem Hubraum von $V_H = 4,3$ dm³, bei dem ein ZAS-Betrieb im Drehzahlbereich von 1.000 – 3.500 1/min möglich ist. Das vom Motor abgegebene Volllast-Drehmoment wird durch die Deaktivierung der halben Zylinderzahl in etwa halbiert. Der Verlauf der Fahrwiderstandslinie gibt für die gewählte Gesamtübersetzung den möglichen Betriebsbereich an, in dem eine Zylinderabschaltung möglich ist. Dieser Kennfeldbereich kann somit sowohl mit acht als auch mit vier Zylindern abgedeckt werden. Für den Fahrkomfort ist es nun wichtig, dass die Zylinderabschaltung ohne Drehmomentsprung realisiert werden kann. Um dies zu gewährleisten, müssen umfangreiche Eingriffe in die Motorsteuerung stattfinden, die eine Anpassung beispielsweise der Drosselklappenstellung, des Zündwinkels und der Einspritzung bewirken.

Im M, n -Diagramm führt die Zylinderabschaltung zu einer mehr als 50%-igen Reduzierung des Volllastdrehmomentes. Bereits hier ist anhand der Isolinen konstanten effektiven Kraftstoffverbrauchs ersichtlich, dass der eingezeichnete Betriebspunkt auf der Fahrwiderstandslinie im ZAS-Betrieb zu einem deutlich geringeren Kraftstoffverbrauch führt. Noch interessanter wird der Blick in das p_{me}, n -Diagramm, wobei hier – je nach Definition – zwei Darstellungsformen möglich sind, die unterschiedliche Aussagekraft haben. Zum einen kann das Drehmoment auch im ZAS-Betrieb auf das gesamte Hubvolumen bezogen werden. Diese Betrachtung führt dazu, dass der effektive Volllast-Mitteldruck beim 4-Zylinder-Betrieb auf etwa die Hälfte des Wertes ohne Zylinderabschaltung abfällt. Der Vorteil ist jedoch, dass sich die Fahrwiderstandslinie im Kennfeld nicht ändert. Andererseits kann das Drehmoment des Motors auf das jeweils „aktive“ Hubvolumen bezogen werden, sodass die Betriebspunktverlagerung im Kennfeld besonders deutlich wird. Allerdings wird die Fahrwiderstandslinie bei dieser Darstellung ebenfalls zu höheren Lasten verschoben. Durch die Forderung, dass sich die Fahrgeschwindigkeit bei der Umschaltung in den ZAS-Betrieb nicht ändern darf, erfolgt eine exakt vertikale Lastpunktverschiebung.

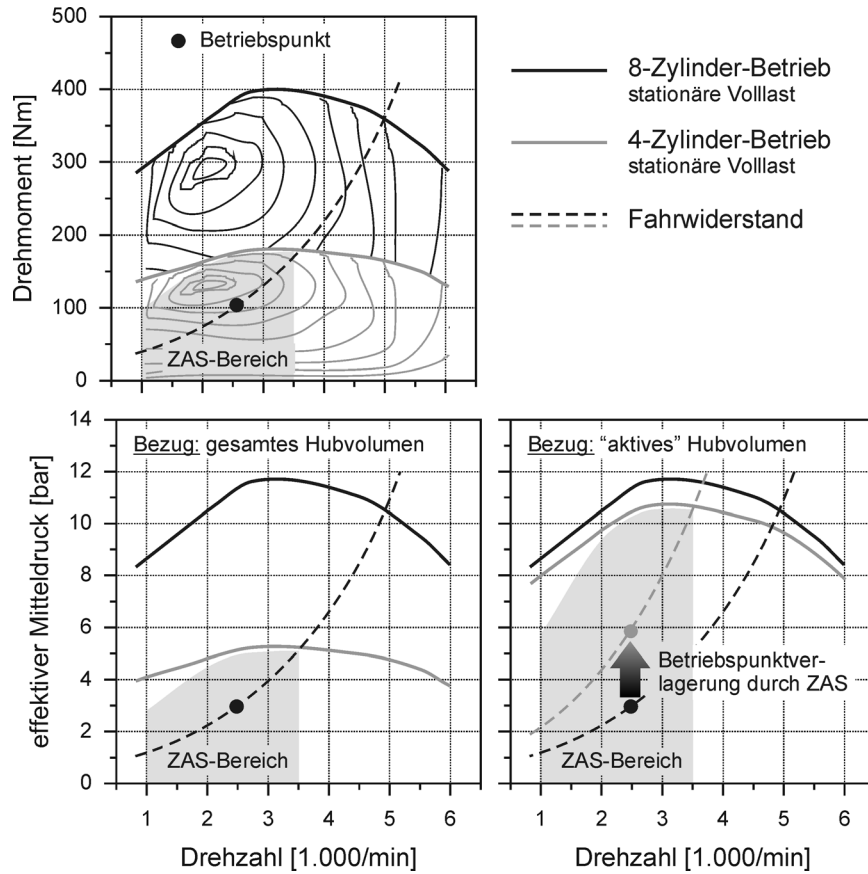


Abb. 3.8. Auswirkung der Zylinderabschaltung im Motorkennfeld

Die Verlagerung des jeweiligen Betriebspunktes im Motorkennfeld kann unter Zuhilfenahme folgender Annahmen recht anschaulich beschrieben werden: Zum einen bleibt das effektive Motormoment bei der Umschaltung vom 8-Zylinder- in den 4-Zylinder-ZAS-Betrieb näherungsweise konstant, sodass gilt

$$M_{e,4} = M_{e,8} \quad (3.13)$$

Geht man weiter davon aus, dass sich das Reibmoment des Motors im ZAS-Betrieb gegenüber dem konventionellen Betrieb um den Faktor $(1-\mu)$ reduziert, beträgt das Reibmoment im 4-Zylinder-Betrieb

$$M_{R,4} = \mu \cdot M_{R,8} \quad (3.14)$$

Der Faktor liegt im Bereich $0,5 > \mu > 1$. Für die Senkung des gesamten Reibmomentes gibt es mehrere Ursachen. Zum einen führt der fehlende Verbrennungsdruck im Brennraum zu reduzierten Reibungsverlusten der Kolbengruppe

sowie der Haupt- und Pleuellager. Die deaktivierten Ventile erfordern keine Antriebsleistung durch die Nockenwelle, und die Kraftstoffförderung ist aufgrund der infolge der Lastpunktverschiebung verursachten Wirkungsgradsteigerung des Motors ebenfalls reduziert. Im realen Fall liegt der Faktor μ deutlich oberhalb von 0,5 und deutlich unterhalb von 1. Je kleiner dieser Faktor ausfällt, desto günstiger ist die Abschaltauatorik ausgelegt.

Für den Fall, dass das vom Motor abgegebene Drehmoment auf das gesamte Hubvolumen bezogen wird, gilt für den Reibmitteldruck sowie den indizierten Mitteldruck im ZAS-Betrieb

$$p_{mr,4} = \mu \cdot p_{mr,8}, \quad (3.15)$$

$$p_{mi,4} = p_{mi,8} - p_{mr,8} \cdot (1 - \mu). \quad (3.16)$$

Der zur Darstellung des erforderlichen Drehmomentes erforderliche indizierte Mitteldruck ist im ZAS-Betrieb also geringfügig kleiner als im konventionellen Motorbetrieb. Die Differenz steigt mit zunehmendem Reibmitteldruck sowie mit sinkendem Faktor μ . Sofern das Drehmoment nur auf das „aktive“ Hubvolumen bezogen wird, gilt für die Mitteldrücke:

$$p_{me,4} = 2 \cdot p_{me,8}, \quad (3.17)$$

$$p_{mr,4} = 2 \cdot \mu \cdot p_{mr,8}, \quad (3.18)$$

$$p_{mi,4} = 2 \cdot [p_{mi,8} - p_{mr,8} \cdot (1 - \mu)]. \quad (3.19)$$

Durch Abschaltung der halben Zylinderzahl wird der indizierte Mitteldruck in den weiterhin befeuerten Zylindern demnach nahezu verdoppelt. Dies führt rein thermodynamisch zu einem Anstieg des Wirkungsgrades. Trotzdem das Reibmoment nach Umschaltung auf den ZAS-Betrieb nur auf das μ -fache des Reibmomentes im 8-Zylinder-Betrieb abfällt, steigt der mechanische Wirkungsgrad grundsätzlich an. Das folgende Beispiel soll dies verdeutlichen. Gegeben sei ein Betriebspunkt mit $p_{me} = 4,5$ bar. Der Reibmitteldruck im 8-Zylinder-Betrieb betrage $p_{mr,8} = 0,6$ bar und der Reibmomentfaktor $\mu = 0,8$. Die daraus resultierenden Ergebnisse sind in Abb. 3.9 zusammengefasst.

Um Aussagen über die Lage der Volllastlinien machen zu können, sei die vereinfachende Annahme getroffen, dass die Verbrennung gleich abläuft, sodass zwischen dem indizierten Drehmoment im konventionellen und im ZAS-Betrieb ein eindeutiger Zusammenhang besteht. Real steigt der Hochdruck-Wirkungsgrad beim drosselgesteuerten Ottomotor mit zunehmender Last leicht an, sodass der indizierte Mitteldruck bei gleicher zugeführter Brennstoffmasse zunimmt. Es gilt

$$M_{i,max,4} = 0,5 \cdot M_{i,max,8}. \quad (3.20)$$

Unter Berücksichtigung der Beziehungen für das Reibmoment des Motors bzw. für den Reibmitteldruck folgt für den effektiven Volllast-Mitteldruck

$$p_{me,max,4} = 0,5 \cdot [p_{me,max,8} - p_{mr,8} \cdot (2\mu - 1)]. \quad (3.21)$$

Gleichung 3.21 gilt für den Fall, dass das gesamte Motorhubvolumen die Bezugsbasis darstellt. Wird das Drehmoment nur auf die aktiven Zylinder bezogen, gilt

$$p_{me,max,4} = p_{me,max,8} - p_{mr,8} \cdot (2\mu - 1). \quad (3.22)$$

Der Motorbetrieb mit deaktivierten Zylindern führt zu einem geringfügigen Absinken des maximalen, effektiven Mitteldruckes, siehe Abb. 3.8. Ursache hierfür ist das nur leicht abfallende Reibmoment bei Umschaltung in den ZAS-Betrieb.

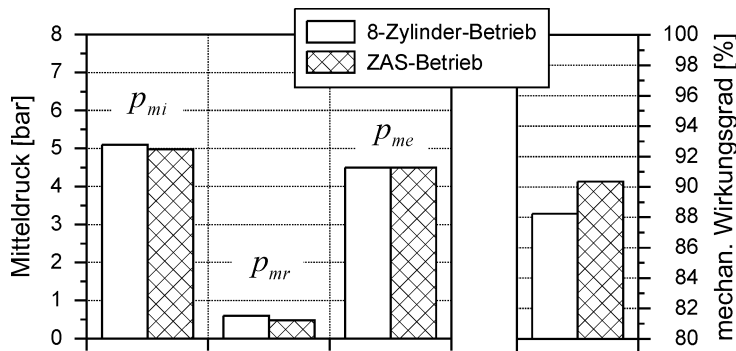


Abb. 3.9. Mitteldrücke und mechanische Wirkungsgrade im Vollmotor- und ZAS-Betrieb (Beispielrechnung)

Die Zylinderabschaltung führt demnach zu einer Steigerung sowohl des inneren als auch des mechanischen Wirkungsgrades. Während bei den großvolumigen Ottomotoren im Falle einer Abschaltung der Hälfte der Zylinder eine Kraftstoffverbrauchssenkung von bis zu 10% erreicht werden kann, bietet der Dieselmotor aufgrund seines infolge der drosselfreien Qualitätsregelung ohnehin höheren Wirkungsgrades ein deutlich geringeres Potenzial. Zudem ist die Laststeigerung u.U. mit einem Anstieg der Rußemissionen verbunden.

3.3 Wirkungsmechanismen

Betrachtet man ein beliebiges Kraftstoffverbrauchs-Kennfeld, so wird deutlich, dass eine Laststeigerung grundsätzlich zu einer Senkung des spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauchs führt. Dieser Sachverhalt kann bei allen Motoren – unabhängig vom Brennverfahren und von konstruktiven Besonderheiten – beobachtet werden. In Abhängigkeit des Mitteldruckes steigt der effektive Wirkungsgrad degressiv an. Abb. 3.10 verdeutlicht dies am Beispiel eines direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotors.

Downsizing bei Verbrennungsmotoren

Ein wirkungsvolles Konzept zur

Kraftstoffverbrauchssenkung

Golloch, R.

2005, XVII, 344 S., Hardcover

ISBN: 978-3-540-23883-6