

Beitrag zum Downsizing von Fahrzeug-Ottomotoren

Von der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme -
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften

- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

vorgelegt von
Diplom-Ingenieur
Klaus von Rüden
aus Falkensee

Promotionsausschuss:

Vorsitzender:	Prof. Dr. rer. nat. V. Schindler
Berichter:	Prof. Dr.-Ing. H. Pucher
Berichter:	Prof. Dr.-Ing. Knut Kauder

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 10.12.2004

Berlin 2004

D 83

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Land- und Seeverkehr, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, der Technischen Universität Berlin.

Ganz besonderen Dank möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Pucher für seine fachliche und persönliche Unterstützung bei der Durchführung dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates aussprechen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Kauder danke ich für die Übernahme des Koreferates sowie Prof. Dr. rer. nat. V. Schindler für seine Bereitschaft zur Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss.

Darüber hinaus möchte ich meinen ehemaligen Kollegen und Mitarbeitern am Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, sowie allen Studenten für die freundschaftliche und kooperative Zusammenarbeit danken, die nicht unerheblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Nicht zuletzt spreche ich der Deutschen Forschungsgemeinschaft meinen Dank für die Bereitstellung der Fördermittel aus, ohne die diese Arbeit nicht zustande gekommen wäre.

Inhaltsverzeichnis

Tabellenverzeichnis.....	I
Abbildungsverzeichnis	II
Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen	VII
1 Einleitung.....	1
2 Zielsetzung	4
3 Downsizing und Aufladung	5
3.1 Allgemeines.....	5
3.2 Aufladung.....	8
3.2.1 Ladeluftkühlung.....	11
3.2.2 Anforderungsprofil an Aufladeaggregate	11
3.2.3 Verfügbare Aufladesysteme	12
3.2.3.1 Abgasturboaufladung	13
3.2.3.2 Druckwellen-Aufladung	18
3.2.3.3 Mechanische Aufladesysteme.....	20
3.3 Bewertung der Aufladeaggregate	41
4 Motorprozess-Simulation	46
4.1 Motorprozess-Simulationsprogramm.....	46
4.2 Modellierung des Saugrohrs	48
4.3 Motorreibung.....	52
4.4 Brennverlauf	54
4.5 Kennfelddarstellung der Aufladeaggregate	56
4.6 Ersatzmodelle der zu untersuchenden Motoren.....	61
5 Motorversuch.....	64
5.1 Basismotor.....	64
5.2 SCREW-Lader-Ottomotor	66
5.3 Vergleich der vermessenen Motorvarianten.....	74
5.4 Erkenntnisse aus den Prüfstandsversuchen	79

6	Rechnungs-Messungs-Vergleich.....	81
6.1	Stationärer Motorbetrieb.....	81
6.2	Dynamischer Motorbetrieb.....	83
7	Parameterstudie zur Wirkungsgradverbesserung durch Extrem-Downsizing	86
7.1	Allgemeines.....	86
7.2	Auslegung der Aufladeaggregate	91
7.2.1	Abgasturbolader	91
7.2.2	SCREW-Lader	93
7.3	Wirkungsgradsteigerung durch Downsizing.....	95
7.3.1	ATL-Motor	96
7.3.2	SCREW-Motoren	103
7.3.3	Wirkungsgradvorteil im dynamischen Motorbetrieb.....	105
7.4	Variables Verdichtungsverhältnis	109
7.4.1	Wirkungsgradsteigerung durch Anheben des Verdichtungs- verhältnisses.....	112
7.4.2	Kraftstoffverbrauchssenkung im stationären Motorbetrieb.....	113
7.4.3	Kraftstoffverbrauchssenkung im dynamischen Motorbetrieb	115
8	Zusammenfassung und Ausblick	117
9	Literaturverzeichnis	120

Tabellenverzeichnis

Tab. 1	Arbeitsspielfrequenz für Zwei- und Viertaktmotoren.....	9
Tab. 2	Bewertungsmatrix zur Auswahl des bestgeeigneten Aufladeaggregats für hubraumkleine Ottomotoren	45
Tab. 3	Technische Daten des Modellfahrzeugs	63
Tab. 4	Technische Daten des Basismotors	65
Tab. 5	Motordaten des 1,0 l "Referenzmotors"	88
Tab. 6	Motordaten des "Modellmotors" ($V_H = 0,5 \text{ l}$).....	90
Tab. 7	Daten des modellierten Fahrzeugs.....	106
Tab. 8	Getriebe- und Achsübersetzung des Fahrzeugs mit ATL- Modellmotor	107

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1	Wechselwirkung zwischen Downsizing-Potentialen und – Risiken	6
Abb. 2	Schematisches Blockschaltbild eines mechanisch aufgeladenen Motors mit Ladeluftkühlung.....	11
Abb. 3	Schematisches Blockschaltbild eines ATL-Motors.....	13
Abb. 4	Zusammenwirken von Motor und Abgasturbolader.....	14
Abb. 5	Ladedruckregelung am Ottomotor durch elektronisch getakteten Steuerdruck [55].....	16
Abb. 6	Turbinenrad und verstellbare Leitschaufeln eines VTG-Turboladers.....	17
Abb. 7	Hochlaufverhalten eines eu-ATL im Vergleich zum Standard-ATL gleicher Baugröße an einem 6 ltr. Nfz-Dieselmotor [34] bei einem Lastsprung	18
Abb. 8	Funktionsprinzip des Druckwellen-Laders [96].....	19
Abb. 9	Schematisches Blockschaltbild von Motor und mechanischem Lader.....	20
Abb. 10	Schematische Darstellung des Zusammenwirkens eines Viertaktmotors mit einem mechanisch angetriebenen Lader der Verdrängerbauart	22
Abb. 11	Schematische Darstellung des Zusammenwirkens eines Viertaktmotors mit einem mechanisch angetriebenen Lader der Strömungsbauart	23
Abb. 12	Schematischer Aufbau des KKK-Ro-Laders [49].....	25
Abb. 13	Funktionsprinzip des Spiralladers [18].....	27
Abb. 14	Schnittdarstellung eines Volkswagen G-Laders [45]	28
Abb. 15	Schnittbild eines modernen Hubkolbenladers der Firma Vairex [45]	30
Abb. 16	Schnittbild eines Rootsladers.....	31
Abb. 17	Mehrarbeit beim Rootslader durch isochore Verdichtung im Vergleich zur isothermen Verdichtung [41]	31
Abb. 18	Rootslader mit tordierten Rotoren der Fa. Eaton [66]	32
Abb. 19	Schnittbild eines Opcon-Autorotor Schraubenladers [69]	33

Abb. 20	Der ZF-Turmat-Lader als Beispiel für einen mechanisch angetriebenen Strömungslader [29].....	35
Abb. 21	Laststeuerung des Lader-Motorsystems durch einen externen Bypass (BY).....	36
Abb. 22	Laststeuerung des Lader-Motorsystems durch Drosselklappe (DK) und externen Bypass (BY)	37
Abb. 23	Ladedrucksteuerungskonzepte mit internen Steuerorganen für Schraubenlader [74].....	38
Abb. 24	Schematische Funktionsweise eines laderinternen einlassseitigen Steuerschiebers	39
Abb. 25	Ladedrucksteuerung durch einen laderinternen Steuerschieber.....	40
Abb. 26	Modell bei der Simulation der instationären Saugrohrströmung.....	49
Abb. 27	Rechnungs-Messungs-Vergleich zum Luftmassenstrom über der Drehzahl bei Volllast.....	51
Abb. 28	Simulations-Messungs-Vergleich für den Reibmitteldruck in bar	52
Abb. 29	Rechnungs-Messungs-Vergleich für den Reibmitteldruck bei Verwendung des Rechenansatzes gemäß Gl. (4.13).....	54
Abb. 30	Gemessener und berechneter Zylinderdruckverlauf sowie realer und vorausberechneter Brennverlauf nach Vibe.....	56
Abb. 31	Vergleich von Thin-Plate-Splineinterpolation und Regression am Beispiel eines Radialverdichterkennfelds.....	58
Abb. 32	Isolinien für isentropen Wirkungsgrad (oben) bzw. innere Verdichterleistung (unten) im Kennfeld eines drehschiebergesteuerten Schraubenladers bei mittlerer Schieberstellung.....	60
Abb. 33	Schematische Darstellung des Ersatzmodells zum abgasturboaufgeladenen Motor.....	61
Abb. 34	Schematische Darstellung des Ersatzmodells zum mechanisch aufgeladenen Motor.....	62
Abb. 35	Messgrößen am Modellmotor auf dem Prüfstand	64
Abb. 36	Gemessener spezifischer Kraftstoffverbrauch in g/kWh des Basismotors im Motorkennfeld.....	66
Abb. 37	Verwendeter Basislader 'Opcon-Autorotor OA2089'	68
Abb. 38	Neukonstruiertes Einströmgehäuse mit angedeuteten Drehschiebern	69

Abb. 39	Effektiver Einlassquerschnitt als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels bei vollständig und teilgeöffneten Drehschiebern.....	70
Abb. 40	Geförderter Massenstrom in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Schieberstellung bei einer Laderdrehzahl von 2500 min^{-1} (Motordrehzahl von 1000 min^{-1}) [43]	71
Abb. 41	Kennfeldschar für den drehschiebergesteuerten Schraubenlader	72
Abb. 42	Effektive SCREW-Wellenleistung als Funktion von Massenstrom und Druckverhältnis bei leistungsoptimaler Schieberstellung.....	73
Abb. 43	be-Kennfeld in Abhängigkeit von Drosselklappenstellung und Einlass-Drehschieberstellung bei $n_M=2000 \text{ min}^{-1}$	74
Abb. 44	Prozentuales Differenzenkennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauch des schiebergesteuerten zum bypassgesteuerten SCREW-Motor.....	75
Abb. 45	Vergleich der Laderaustrittstemperaturen bei 2000 min^{-1} über dem effektiven Mitteldruck für schieber- und bypassgesteuerten SCREW-Motor.....	76
Abb. 46	Prozentualer Minderverbrauch des ATL-Motors gegenüber dem bypassgesteuerten SCREW-Motor	77
Abb. 47	Fahrprofile und relative Häufigkeitsverteilung der Lastkollektive im MVEG- und US06-Zyklus.....	78
Abb. 48	Zyklus- b_e in den Testzyklen, normiert auf den jeweiligen Wert des ATL-Motors.....	79
Abb. 49	Rechnungs-Messungs-Vergleich zum Volllastbetrieb des ATL-Motors über der Drehzahl.....	82
Abb. 50	Rechnungs-Messungs-Vergleich zum spezifischen Kraftstoff- verbrauch bei 2000 min^{-1} über der Last am ATL-Motor	83
Abb. 51	Rechnungs-Messungs-Vergleich zum dynamischen Betriebsverhalten des bypassgeregelten SCREW-Motors im EUDC-Zyklus.....	84
Abb. 52	Schematische Ladungswechselschleifen bei hoher und niedriger Last.....	87
Abb. 53	Rechnungs-Messungs-Vergleich des effektiven Drehmoments an der Volllast und des Luftmassenstroms im ges. Kennfeld des Referenzmotors.....	89

Abb. 54	Verdichter kennfeld des KP-31 mit eingetragener Vollastbetriebslinie	92
Abb. 55	Turbinenkennfeld des KP-31	93
Abb. 56	Kennfelder des berechneten Schraubenladers für unterschiedliche Stellungen des Einlasssteuerschiebers	94
Abb. 57	Vergleich der Vollastdrehmomente des Referenzmotors und der Aufladevarianten des Modellmotors.....	95
Abb. 58	Kraftstoffverbrauchsvorteil des ATL-Motors in g/kWh gegenüber dem Referenzmotor im Motorkennfeld.....	97
Abb. 59	Kraftstoffeinsparung bei $n_M=2000 \text{ min}^{-1}$	97
Abb. 60	Wirkungsgrade am Modellmotor in Abhängigkeit des effektiven Drehmoments	98
Abb. 61	Wirkungsgrade am Referenzmotor in Abhängigkeit des effektiven Drehmoments	99
Abb. 62	Ladungswechselschleife von Modell- und Referenzmotor bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $M_d=24 \text{ Nm}$	100
Abb. 63	Ladungswechselschleife von Modell- und Referenzmotor bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$ an der Vollast (80 Nm)	101
Abb. 64	Restgasgehalt in Abhängigkeit der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ von Modell- und Referenzmotor	102
Abb. 65	Kraftstoffverbrauchsdifferenz (Einsparung) des mechanisch aufgeladenen Modellmotors mit Bypass- und Drosselklappensteuerung gegenüber dem Referenzmotor (Saugmotor) in %.....	103
Abb. 66	Kraftstoffverbrauchsdifferenz des mechanisch aufgeladenen Modellmotors mit Schiebersteuerung gegenüber dem Referenzmotor in %	104
Abb. 67	Prozentuales Differenzenkennfeld der Laderantriebsleistungen von schieber- und bypassgesteuertem Modellmotor.....	105
Abb. 68	Kraftstoffeinsparung der Downsizingvarianten im Vergleich zum Referenzmotor (100 %) im EUDC-Zyklus.....	107
Abb. 69	Absoluter Kraftstoffverbrauch der betrachteten Motorvarianten im EUDC-Zyklus.....	108
Abb. 70	Versuchsmotor mit Verstellkolben im Zylinderkopf [33].....	110
Abb. 71	Versuchsmotor mit exzentrischer Kolbenbolzenlagerung [13]	110
Abb. 72	Das "SAAB Variable Compression"-System.....	111
Abb. 73	Versuchsmotor mit exzentrischer Kurbelwellenlagerung [76].....	111
Abb. 74	Gleichraumprozess im p,V-Diagramm	112

Abb. 75	Thermischer Wirkungsgrad als Funktion vom Verdichtungs- verhältnis ε im Gleichraumprozess	113
Abb. 76	Kraftstoffverbrauchssenkung in % bei variablem Verdichtungs-verhältnis ε im Motorkennfeld	114
Abb. 77	Zeithäufigkeit in % der Betriebsbereiche im EUDC-Zyklus mit Kraftstoffverbrauchsvorteil für den ATL-Motor mit variablem Verdichtungsverhältnis im Motorkennfeld.....	116

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Formelzeichen

Bezeichnung	Einheit	Bedeutung
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
A	m ²	Fläche
b_e	g/kWh	effektiver spez. Kraftstoffverbrauch
c_m	m/s	mittlere Kolbengeschwindigkeit
c_p	kJ/(kg·K)	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	kJ/(kg·K)	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
c_{2l}	m/s	Geschwindigkeit der links laufenden Druckwelle
c_{2r}	m/s	Geschwindigkeit der rechts laufenden Druckwelle
f	s ⁻¹	Arbeitsspielfrequenz
H_u	kJ/kg	Heizwert
i	-	Übersetzungsverhältnis Lader/Motor
$L_{\min}$	kg/kg	Mindestluftbedarf
m	-	Vibe-Formparameter
m_B	kg	Brennstoffmasse
Md	Nm	Drehmoment
$m_{L\text{theo}}$	kg	theoretische Frischgasmasse
m_{LZ}	kg	vorhandene Frischgasmasse
$\dot{m}_T$	kg/s	Turbinenmassenstrom
n	min ⁻¹	Drehzahl
p_0	bar	Umgebungsdruck/Druck vor Zylinder
P_e	kW	effektive Leistung
p_{me}, p_e	bar	effektiver Mitteldruck
P_i	kW	indizierte Leistung
P_L	kW	Laderantriebsleistung
p_L	bar	Ladedruck
p_{mr}	bar	Reibmitteldruck
p_{mi}, p_i	bar	indizierter Mitteldruck
P_r	kW	Reibleistung
p_T	bar	Druck vor Turbine

VIII

P_{th}	kW	thermische Leistung
p_Z	bar	Druck im Zylinder
q_a	J/kg	spezifische abgeführte Wärme
$Q_{B,zu}$	J	zugeführte Verbrennungsenergie
Q_W	J	Wandwärme
q_{zu}	J/kg	spezifische zugeführte Wärme
R	J/(kg·K)	Gaskonstante
T_0	K	Umgebungstemperatur
T_1	K	Temperatur vor dem Verdichter
T_2	K	Temperatur nach dem Verdichter
T_{Ke}	K	Kühlmitteleintrittstemperatur
T_W	K	Wandtemperatur
T_Z	K	Temperatur im Zylinder
t	s	Zeit
V_H	m ³	Motorhubvolumen
V_C	m ³	Kompressionsvolumen
$\dot{V}$	m ³ /s	Volumenstrom
$W_{i,HD}$	J	indizierte Arbeit in der Hochdruckphase
W_N	J	Nutzarbeit
z	-	Zylinderanzahl
ε	-	Verdichtungsverhältnis
η_e	-	effektiver Wirkungsgrad
η_i	-	innerer Wirkungsgrad
η_{sL}	-	isentropen Laderwirkungsgrad
η_{LLK}	-	Wirkungsgrad des Ladeluftkühlers
η_m	-	mechanischer Wirkungsgrad
η_{th}	-	thermischer Wirkungsgrad
φ	°KW	Kurbelwinkel
$\Delta\varphi_{BD}$	°KW	Brenndauer
$\Delta\varphi_{ZV}$	°KW	Zündverzug
φ_{ZZP}	°KW	Zündzeitpunkt
κ	-	Isentropenexponent
λ	-	Luftverhältnis
λ_l	-	Liefergrad
π	-	Druckverhältnis
π_L	-	Ladedruckverhältnis
θ	kg·m ²	Massenträgheitsmoment
ρ_L, ρ_0	kg/m ³	Dichte der Luft vor Einlass
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

Indizes und Abkürzungen

Bezeichnung	Bedeutung
AGR	Abgasrückführung
AÖ	Auslass öffnet
AS	Auslass schließt
ATL	Abgasturboaufladung
a	ausströmen
BY	Bypass
DK	Drosselklappe
EÖ	Einlass öffnet
ES	Einlass schließt
e	einströmen
eff	effektiv
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
HD	Hochdruck
L	Luft
L	Lader
LLK	Ladeluftkühler
l	links
M	Motor
ML	mechanische Aufladung
MVEG	Motor Vehicle Emission Group
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OT	oberer Totpunkt
is	isentrop
r	rechts
SCREW	Schraubenmaschine mit Compressorischer Respektive Expansiver Wirkung
UT	unterer Totpunkt
VTG	Variable Turbinengeometrie
WG	Wastegate
Z	Zylinder
ZOT	Zünd-OT
ZZP	Zündzeitpunkt

1 Einleitung

Der Hubkolben-Verbrennungsmotor stellt heute und auch sicherlich noch über lange Zeit die Hauptantriebsquelle für Pkw und Nutzfahrzeuge dar. Seit dem Jahre 1876, dem Entstehungsjahr des Ottomotors und des Verbrennungsmotors überhaupt, wird dieser mit großem Einsatz weiterentwickelt, wenngleich der mit dem Motorbetrieb verbundene Verbrauch begrenzter Erdölreserven und die klimaverändernden Abgasemissionen in den letzten Jahren immer kritischer beurteilt werden. Vor diesem Hintergrund ist die weitere Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs unter Einhaltung der immer weiter verschärften Abgasgrenzwerte das vorrangige Ziel bei der Entwicklung zukünftiger Antriebskonzepte

Nach wie vor steigt die Zahl der zugelassenen Pkw. Prognosen [48] zur mittelfristigen Verkehrsentwicklung in Deutschland weisen, selbst bei Anwendung hochtechnischer Weiterentwicklungen, eine Zunahme des Kraftstoffverbrauchs und damit des CO₂-Ausstoßes aus. Eine Abnahme des CO₂-Ausstoßes wird erst ab dem Jahr 2005 erwartet. Dies soll durch die freiwillige Selbstverpflichtung der europäischen Automobilhersteller erreicht werden, den durch den KFZ-Verkehr bedingten CO₂-Ausstoß bis 2008 auf 140 g/km im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) zu reduzieren. Diese Verpflichtung entspricht einer 25%igen Verbrauchsreduzierung für die gesamte Fahrzeugflotte auf der Basis der Werte von 1995.

Die in Deutschland neu zugelassenen Pkw sind inzwischen zu 40% mit Dieselmotoren ausgerüstet (Stand: November 2003) [65]. Damit ist der Pkw-Dieselanteil seit 1990 stetig gestiegen, obwohl diese Fahrzeuge einen höheren Kaufpreis aufweisen und durch den höheren Steuersatz gegenüber dem Ottomotor deutlich benachteiligt werden. Zurückzuführen ist der enorme Anstieg an Dieselfahrzeugen darauf, dass sich neben dem niedrigeren Kraftstoffverbrauch im Vergleich zum Ottomotor auch das Leistungs- und Drehmomentverhalten verbessert haben, bei gleichzeitiger Verbesserung der Abgasqualität sowie des Geräusch- und Komfortverhaltens. Ermöglicht haben dies die elektronisch geregelte Direkteinspritzung und die Aufladung, die auch in Zukunft entscheidend zur Erfüllung der immer weiter verschärften gesetzlichen Vorschriften beitragen werden.

Für den Serieneinsatz in Personenkraftwagen dominiert, weltweit betrachtet, nach wie vor der Ottomotor, da er die Antriebsquelle mit der höchsten Leistungsdichte, niedrigen Schadstoffemissionen, günstigen Komforteigenschaften und niedrigen Produktionskosten darstellt. Dem gegenüber steht sein prinzipbedingter Wirkungsgradnachteil im Vergleich

zum Dieselmotor, der aus dem geringeren Wirkungsgrad des inneren Prozesses, den höheren Wandwärmeverlusten und vor allem den Drosselverlusten resultiert. Um auch in Zukunft konkurrenzfähig zu bleiben, muss der Ottomotor, neben seinen schon jetzt niedrigeren Emissionswerten, auch deutlich niedrigere Verbrauchswerte erreichen. Brennstoffzellenfahrzeuge als alternative Antriebskonzepte werden in den nächsten zehn Jahren im Serieneinsatz allenfalls eine Nebenrolle spielen [63].

Um auch den steigenden Komfort- und Sicherheitsansprüchen gerecht zu werden, konzentriert sich die Weiterentwicklung des Ottomotors zur Zeit auf die Absenkung des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitiger Steigerung der Leistung. Eben diese Komfort- und Sicherheitsansprüche tragen letztlich zu einem höheren Fahrzeuggewicht bei, welches schließlich wieder den Fahrverbrauch ansteigen lässt. Immer, wenn die Entwicklungsteams das Gewicht einzelner Komponenten reduziert hatten, führten neue Forderungen der Gesetzgeber nach zusätzlicher Sicherheit, wie zum Beispiel der Einführung des Seitenaufprallschutzes, zu einer Trendumkehr im Fahrzeuggewicht [31]. Dennoch konnte der Kraftstoffverbrauch eines Mittelklassefahrzeugs in den letzten 60 Jahren in etwa halbiert werden [102].

Moderne Ottomotoren überzeugen durch niedrige Schadstoffemissionen. Nachteilig sind jedoch der ungünstige Kraftstoffverbrauch bei leistungsstarken Motoren und die unzureichenden Fahrleistungen kleinvolumiger Motoren. Das Hauptziel der Ottomotorenentwicklung sind daher verbrauchsgünstige Konzepte bei fahrleistungssteigerndem Drehmomentverlauf. Zudem zwingt die Entwicklung drehmomentstarker Dieselmotoren mit hoher spezifischer Leistung und einem volumetrischen Verbrauchsvorteil gegenüber leistungsgleichen Ottomotoren die Hersteller von Ottomotoren zu verbrauchsgünstigeren Konzepten.

Die große Vielfalt der sich in Entwicklung befindlichen verbrauchssenkenden ottomotorischen Maßnahmen, wie zum Beispiel Direkteinspritzung, Zylinderabschaltung, variable Ventilsteuerung und Aufladung, zeigt eindrucksvoll, dass die Ottomotorenentwicklung sehr ernst genommen wird, und herstellerindividuell unterschiedliche Schwerpunkte bei der Suche nach kostengünstigen Lösungen zur Wirkungsgradsteigerung gesetzt werden. Während sich zum Beispiel Volkswagen [63] zunächst entschieden hat, die Benzindirekteinspritzung in Serie einzuführen, wurde bei BMW [53] zunächst auf die vollvariable Ventilsteuerung gesetzt. Saab hingegen hat bereits ein serienreifes Triebwerk mit variablem Verdichtungsverhältnis entwickelt [101].

All diese Maßnahmen zielen in erster Linie darauf ab, den Kraftstoffverbrauch im Teillastbereich zu reduzieren. Die Hauptursache für die hohen Kraftstoffverbräuche bei niedrigen Lasten liegt in der für die ottomotorische Quantitätsregelung überwiegend eingesetzten Drosselung des angesaugten Frischgasmassenstroms.

Eine der wirkungsvollsten Maßnahmen zur Verbrauchssenkung im Teillastbereich ist das so genannte Downsizing. Dabei wird eine bestimmte Nennleistung eines Saugmotors durch einen im Hubraum kleineren, entsprechend hoch aufgeladenen, leistungsgleichen Motor dargestellt.

Neben der Reduzierung der Reibleistung resultiert aus dem Downsizing auch eine sogenannte Entdrosselung des Motors. Der im Hubraum kleinere aufgeladene Motor wird gegenüber dem leistungsgleichen Saugmotor bei höheren Lasten betrieben, was einer Verschiebung des Motorbetriebspunktes im Kennfeld zu Kennlinien niedrigeren spezifischen Kraftstoffverbrauchs entspricht. Ein Nachteil der Aufladung ist jedoch der, gegenüber leistungsgleichen Saugmotoren, höhere Vollast-Kraftstoffverbrauch infolge der erforderlichen Anfettung, die hier aufgrund der höheren Klopfgefahr häufiger eingesetzt werden muss. Diese Motoren müssen daher auch mit einem niedrigeren Verdichtungsverhältnis betrieben werden, woraus insbesondere im nicht aufgeladenen Betriebsbereich ungünstigere Wirkungsgrade resultieren.

Zur Aufladung von Verbrennungsmotoren sind verschiedene Aufladeverfahren einsetzbar. Die am häufigsten eingesetzten Verfahren sind die Abgasturboaufladung (ATL) und die mechanische Aufladung (ML). Die permanente Weiterentwicklung der Aufladeaggregate führte auch bei diesen zu einer Wirkungsgradverbesserung, was ein weiteres positives Argument für Ottomotoren in Downsizing-Konzepten liefert. Wenngleich aus alleiniger Wirkungsgradsicht vermutlich die meisten Argumente für die Abgasturboaufladung sprechen, so gibt es auch durchaus Anwendungsfälle und Gesichtspunkte (Beschleunigungsverhalten, Warmlaufverhalten), unter denen das Downsizing in Kombination mit der Mechanischen Aufladung die günstigere Lösung darstellen könnte.

2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, das Potential des Downsizings bei Ottomotoren zu untersuchen.

Dazu sollen zunächst der Begriff "Downsizing" erläutert und die damit verbundenen Risiken und Potentiale vorgestellt werden.

Des weiteren sollen die möglichen Aufladeverfahren theoretisch betrachtet und die entsprechenden Aufladeaggregate mit ihren Vor- und Nachteilen für das Downsizing dargestellt werden. Insbesondere soll das für das hier exemplarisch verfolgte Downsizing-Konzept bestgeeignete Aufladeaggregat ermittelt werden.

Auf der Basis dieser Voruntersuchung sollen Konzeptstudien zum extremen Downsizing von Fahrzeug-Ottomotoren durchgeführt werden. Dabei gilt es zu analysieren, welches Potential zur Wirkungsgradverbesserung die Hochaufladung in Verbindung mit extremer Hubraumverkleinerung darstellt. Aufgrund der beim Ottomotor durch die Aufladung erforderlichen Absenkung des Verdichtungsverhältnisses und dem damit verbundenen Wirkungsgradnachteil soll weiterführend untersucht werden, welches diesbezügliches Kompensationspotential ein „Variables Verdichtungsverhältnis“ in Kombination mit Downsizing bietet.

Als Werkzeug für die Untersuchungen soll ein an der Forschungsstelle vorhandenes, modular aufgebautes, Programmsystem zur Simulation von Verbrennungsmotoren eingesetzt werden. Dazu muss dieses jedoch zuvor um weitere Berechnungsmodule ergänzt werden, um den Ladungswechsel schnelllaufender Motoren genauer berechnen zu können. Zu berücksichtigen ist insbesondere auch ein Modul zur Simulation des Aufladebetriebs durch Mechanische Aufladung und Abgasturboaufladung. Die Güte des schlussendlich eingesetzten Simulationsprogramms ist im Rechnungs-Messungs-Vergleich nachzuweisen, wozu entsprechende Motorversuche am Motorenprüfstand durchzuführen sind.

3 Downsizing und Aufladung

3.1 Allgemeines

Von Downsizing spricht man, wenn eine gewünschte Nennleistung über einen Motor möglichst kleinen Hubvolumens dargestellt wird, der entsprechend hoch aufzuladen ist, um die Nennleistung des (Referenz-) Saugmotors liefern zu können. Der Vorteil des Downsizings basiert auf der Reduzierung der Motorreibung und der Ladungswechselverlustarbeit, wenngleich die spezifische Reibarbeit durch Downsizing ansteigen kann. Die Hubraumverkleinerung kann sowohl durch Verkleinern der Zylindereinheit als auch durch die Reduzierung der Zylinderanzahl erfolgen.

Durch die Reduzierung des Hubvolumens liegen die Betriebspunkte im Motorkennfeld im Bereich höherer spezifischer Lasten. Arbeitet der Motor mit einer Drosselklappe, findet dabei eine Entdrosselung des Motors statt und die Ladungswechselverlustarbeit sinkt dementsprechend. Diese Lastpunktverschiebung liefert damit höhere Wirkungsgrade, vor allem im Teillastbereich.

Downsizing-Konzepte sind demnach durch folgende Aspekte gekennzeichnet:

- Verkleinerung des Motorhubvolumens zur Lastpunktverschiebung in den Bereich höherer spezifischer Lasten,
- Reduzierung der Reibleistung,
- Anhebung der Nennleistung des hubraumkleineren Motors auf das Niveau des größeren durch Aufladung.

Die Realisierung von Downsizing-Konzepten verlangt stets Kompromisse zwischen dem Wunsch nach Verbrauchssenkung und der eventuellen Einbuße an dem durch den kleineren Hubraum bedingten Fahrspaß. Zur Lösung dieses Zielkonflikts zwischen Effizienz und Dynamik sind viele Gesichtspunkte an Potentialen und Risiken zu betrachten, die miteinander in Wechselwirkung stehen. Abb. 1 zeigt eine Gegenüberstellung von Downsizing-Potentialen und –Risiken, die im Folgenden diskutiert werden.

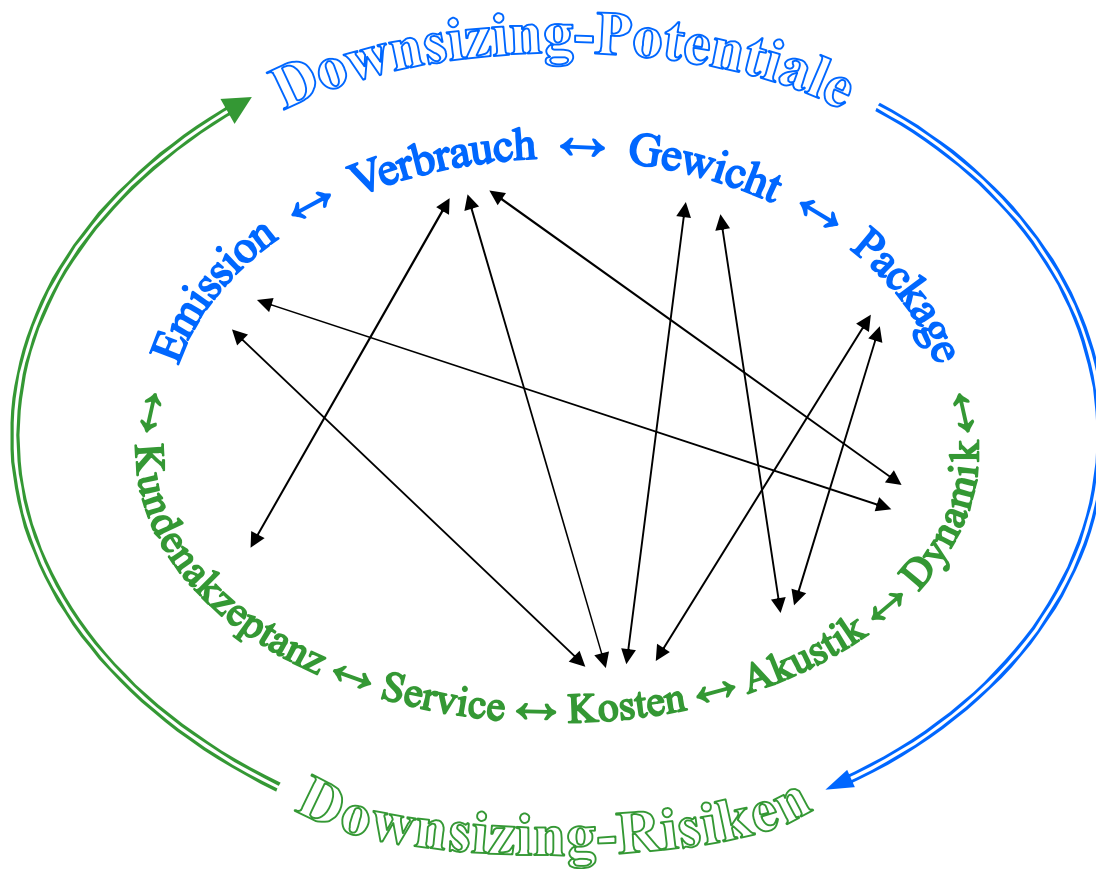


Abb. 1 Wechselwirkung zwischen Downsizing-Potentialen und -Risiken

Downsizing-Potentiale:

- Die Lastpunktverschiebung bei Downsizing-Konzepten lässt ein Verbrauchssenkungspotential von ca. 20-25 % im Teillastbereich erwarten [50], welches sich durch zusätzliche technische Maßnahmen, wie z.B. "Variable Ventilsteuerzeiten", weiter steigern lässt. Vor allem die Reduzierung der Zylinderzahl kann die Motorreibleistung durch die fehlende Reibung der wegfallenden Zylinder und Lagerstellen senken. Auch die Verkleinerung der Zylindereinheiten, mit der damit einhergehenden Oberflächenverkleinerung der Reibpartner, ist mit einer Reduzierung der absoluten Reibleistung verbunden.
- Durch Verkleinerung des Motors und ggf. durch eine reduzierte Zylinderzahl ergibt sich ein Gewichtsvorteil, was zu einem verringerten Fahrverbrauch beiträgt [102]. Ferner ergibt sich eine geringere Baulänge bzw. Motorbreite bei V-Motoren. Bei kleinerem Hub kann die Bauhöhe verringert werden [15]. Insgesamt ergeben sich durch Downsizing-Konzepte Packagevorteile, die den Fahrzeug-Luftwiderstand und somit den Fahrverbrauch senken.

- Die Verbrauchsreduzierung schlägt sich unmittelbar auch in einer, der Verbrauchsreduzierung proportionalen, CO₂-Reduzierung nieder.
- Bei aufgeladenen Motoren kann ein Schadstoffemissionsvorteil beim Warmlaufen durch höhere Abgastemperaturen erzielt werden, da der Katalysator schneller aufgeheizt wird [47]. Sowohl der niedrigere Kraftstoffverbrauch als auch der Emissionsvorteil stellen letztlich positive Argumente zur Erhöhung der Kundenakzeptanz dar.
- Die Geräuschemission aufgeladener Motoren kann zu einem positiven Sound-Engineering beitragen, welches ebenfalls die Kundenakzeptanz erhöht.

Den Vorteilen des Downsizings stehen aber auch eine Reihe von Risiken gegenüber.

Downsizing-Risiken

- Downsizing verlangt, einen prestigeträchtigen (hubraum-) größeren Motor durch einen kleineren zu ersetzen, der vom Verbraucher, speziell im so genannten Premiumsegment, nicht immer akzeptiert wird.
- Der mit dem Downsizing-Konzept verbundene Einsatz der Aufladetechnik führt zu einer Steigerung der Herstellungskosten. Ein Downsizing-Motor ist somit mindestens genauso teuer in der Herstellung wie ein Saugmotor.
- Durch den zusätzlichen technischen Aufwand werden erhöhte Anforderungen an die Motorsteuerung bezüglich Komplexität, Rechnerleistung und Applikation gestellt, der das Risiko einer höheren Anfälligkeit in sich birgt und die Servicekosten ansteigen lässt.
- Bei Verringerung der Zylinderzahl ist außerdem eine Motorakustik und -laufruhe von subjektiv signifikant schlechterer Qualität zu erwarten. Die Laufunruhe kann zwar durch aufwändige Ausgleichswellen ausgeglichen werden, führt dadurch aber ebenfalls zu höheren Herstellungs- und Servicekosten.
- Bei ATL-aufgeladenen Motoren sind im dynamischen Fahrzeugbetrieb Nachteile durch die Trägheit des Laufzeuges beim Beschleunigen aus niedrigen Motordrehzahlen in Kauf zu nehmen. Die Verbesserung dieses Response-Nachteils, der bei heutigen Turbo-Ottomotoren mit ATL-Fixgeometrien immer noch auftritt, stellt ein entscheidendes Risiko im Hinblick auf die nötige Kundenakzeptanz dar.

- Die mechanische Aufladung wirkt sich ungünstig auf das akustische Verhalten aus und erfordert hohe Antriebsleistungen, die den Verbrauchsvorteil einschränken.
- Die bei aufgeladenen Motoren notwendige Vollastanfertigung zum Schutz der Turbine vor Überhitzung und zur Vermeidung des Klopfens stellt einen tendenziellen Verbrauchsnachteil dar. Zusätzliche Verbrauchsnachteile ergeben sich aus der Notwendigkeit niedriger Verdichtungsverhältnisse zur Klopfvermeidung.

Trotz der genannten Nachteile überwiegen jedoch die Forderungen mit ihren Vorteilen für Downsizing-Motoren, was letztlich auch der Trend zu immer mehr aufgeladenen Motoren widerspiegelt.

3.2 Aufladung

Unter Aufladung versteht man die Anhebung der Dichte der Luft vor dem Einlassventil auf einen Wert oberhalb der Dichte der Umgebungsluft. Dies erfolgt über eine Druckanhebung auf den so genannten Ladedruck. Das damit verbundene erhöhte Luftangebot an den Motor erlaubt eine entsprechend erhöhte Kraftstoffzufuhr und schließlich eine dementsprechende Steigerung der Motorleistung. Die effektive Motorleistung P_e ist nach Gl. (3.1)

$$P_e = \dot{m}_B \cdot H_u \cdot \eta_e \quad (3.1)$$

von dem Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_B$, dem Heizwert H_u und dem effektiven Wirkungsgrad η_e abhängig.

Zur Verbrennung von $\dot{m}_B$ wird je nach Verbrennungsverfahren ein unterschiedlich großer Luftmassenstrom $\dot{m}_L$ benötigt. Somit kann $\dot{m}_B$ unter Verwendung des Luftmassenstroms $\dot{m}_L$, des Luftverhältnisses λ sowie des Mindestluftbedarfs $L_{\min}$ auch durch Gl. (3.2) beschrieben werden als

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{m}_L}{L_{\min} \cdot \lambda} \quad (3.2)$$

Der bei gegebenem Hubvolumen V_H und gegebener Drehzahl n_M vom Motor angesaugte Luftmassenstrom $\dot{m}_L$ wird von dem Liefergrad λ_l , der Zahl der

Umdrehungen pro Arbeitsspiel, der so genannten Arbeitsspielfrequenz z , und von der vor dem Einlassventil herrschenden Luftdichte ρ_L gemäß Gl. (3.3) bestimmt:

$$\dot{m}_L = \lambda_l \cdot \rho_L \cdot V_H \cdot n_M \cdot z \quad (3.3)$$

Die Arbeitsspielfrequenz z ist abhängig vom jeweiligen Arbeitsverfahren nach Tab. 1.

Tab. 1 Arbeitsspielfrequenz für Zwei- und Viertaktmotoren

Arbeitsverfahren	Arbeitsspielfrequenz
Zweitakt	$z = 1$
Viertakt	$z = 1/2$

Durch Einsetzen von Gl. (3.3) in Gl. (3.2) und weiter in Gl. (3.1) lässt sich die effektive Motorleistung nach Gl. (3.4) bestimmen:

$$P_e = \frac{\lambda_l \cdot \rho_L \cdot V_H \cdot n_M \cdot H_u \cdot \eta_e}{L_{\min} \cdot \lambda \cdot z} \quad (3.4)$$

Eine Steigerung der maximalen effektiven Motorleistung, die als Nennleistung bezeichnet wird, ist grundsätzlich über die Variation der in Gl. (3.4) dargestellten Parameter möglich. Bei vorhandenem Motor sind jedoch das Hubvolumen V_H und die Arbeitsspielfrequenz z konstant, die kraftstoffabhängigen Parameter H_u und $L_{\min}$ stellen ebenfalls Konstanten dar. Somit lässt sich Gl. (3.4) auch folgendermaßen darstellen:

$$P_e \sim \frac{\lambda_l \cdot \rho_L \cdot \eta_e \cdot n_M}{\lambda} \quad (3.5)$$

Da das Luftverhältnis λ einen Minimalwert nicht unterschreiten darf, kann es zur Leistungssteigerung kaum beitragen. Beim Ottomotor wird das Luftverhältnis durch den schmalen Zündbereich begrenzt, und beim Dieselmotor wird es durch die Gefahr des Rußens auf einen Minimalwert begrenzt.

Der Liefergrad λ_l ist ein Maß für die Frischladung, die sich nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder befindet. In dem Maße, in dem ein Motor noch Verbesserungspotential hinsichtlich des Liefergrades bietet, z.B. über ein Schaltsaugrohr, kann damit die Motorleistung gesteigert werden.

Die Motordrehzahl n_M müsste zur Leistungssteigerung angehoben werden. Da die Triebwerksmassenkräfte aber quadratisch mit der Drehzahl ansteigen, ist dies aus Festigkeitsgründen nur sehr begrenzt möglich.

Zur Steigerung des effektiven Wirkungsgrades η_e müsste nach Gl. (3.6) der innere und/oder der mechanische Wirkungsgrad angehoben werden.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (3.6)$$

Eine Verbesserung des inneren Wirkungsgrades, insbesondere durch verbesserte Brennverfahren, ist ohnehin das ständige Bestreben der Motorenentwicklung und kann nur begrenzten Spielraum zur Leistungserhöhung bieten. Die Erhöhung des mechanischen Wirkungsgrades macht sich gerade das hier behandelte Downsizing zunutze.

Somit stellt nach Gl. (3.5) lediglich die Luftdichte ρ_L denjenigen Parameter dar, über den die Leistung in einem besonders hohen Maße gesteigert werden kann. Die Luftdichte ist gemäß der allgemeinen Gaszustandsgleichung Gl. (3.7)

$$\rho_L = \frac{p_L}{R \cdot T_L} \quad (3.7)$$

abhängig vom Druck p_L , der Gaskonstanten R und der Temperatur T_L . Die Gaskonstante R ist nahezu konstant. Die Temperatur T_L kann ohne großen technischen Aufwand nicht unter das Niveau der Umgebungstemperatur abgesenkt werden. Somit bietet eine Anhebung des Druckes p_L vor Motoreinlass auf einen Wert oberhalb des Atmosphärendrucks, auf den so genannten Ladedruck p_L , das größte Potential zur Leistungssteigerung. Das dazu verwendete Aggregat bezeichnet man als Lader.

Je nach gewähltem Ladedruckverhältnis p_2/p_1 und isentropem Laderwirkungsgrad η_{sL} , der dem Laderkennfeld zu entnehmen ist, stellt sich die, im Lader erhöhte, Ladelufttemperatur T_2 gemäß Gl. (3.8) ein:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_{sL}} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right) \quad (3.8)$$

Die Temperaturzunahme im Lader gemäß Gl. (3.8) bewirkt, dass die Dichtesteigerung geringer ausfällt als die Drucksteigerung. Dies lässt sich über eine Ladeluftkühlung kompensieren.

3.2.1 Ladeluftkühlung

Der Ladeluftkühler (LLK) stellt bei aufgeladenen Ottomotoren ein unverzichtbares Aggregat im Lader-Motor-System dar. Durch den Einsatz eines dem Verdichter nachgeschalteten Ladeluftkühlers (Abb. 2) wird die Ladelufttemperatur T_2 abgesenkt.

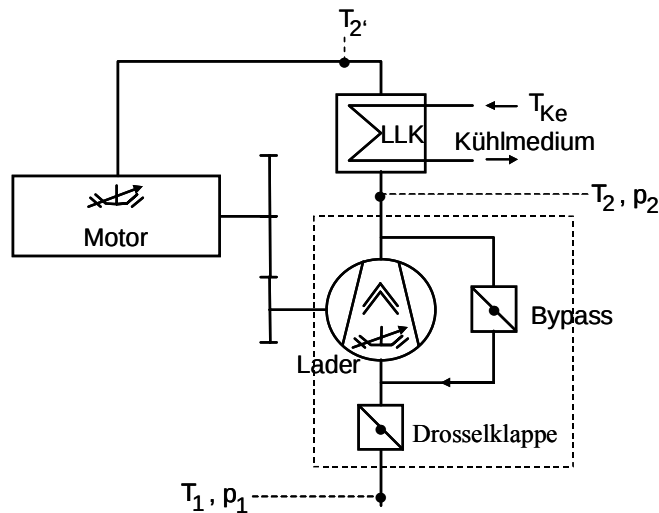


Abb. 2 Schematisches Blockschaltbild eines mechanisch aufgeladenen Motors mit Ladeluftkühlung

Die erreichbare Temperatur T_2' nach Ladeluftkühler wird von dem Ladeluftkühlerwirkungsgrad η_{LLK} sowie von der Kühlmittelintrittstemperatur T_{ke} des Kühlmediums nach Gl. (3.9) bestimmt:

$$T_2' = T_2 - \eta_{LLK} \cdot (T_2 - T_{ke}) \quad (3.9)$$

Im Folgenden werden die Anforderungen und der Stand der Technik heute eingesetzter Aufladeaggregate dargestellt und im Hinblick auf ihre Eignung für das extreme Downsizing bewertet.

3.2.2 Anforderungsprofil an Aufladeaggregate

Ein leistungsfähiges Aufladeaggregat hat viele Anforderungen zu erfüllen, deren Gewichtung sich mit dem jeweiligen Stand der Motorenentwicklung und der Gesetzgebung, wie beispielsweise den zulässigen Abgasemissionen, wandeln können. Insbesondere beim Einsatz an hubraumkleinen Motoren sind die Baugröße und die damit

verbundenen, den Wirkungsgrad beeinflussenden Spaltverluste von großer Bedeutung. All diese Anforderungen lassen sich in den folgenden Punkten zusammenfassen [37],[45]:

- Hoher Laderliefergrad, auch bei geringen Massenströmen,
- hohe Systemdynamik durch geringe Massenträgheit,
- hoher Gesamtwirkungsgrad, besonders im meistgenutzten Teillastbereich,
- einfache Steuerbarkeit von Ladedruck und Massenstrom,
- geringe Geräuschentwicklung,
- günstige Packageigenschaften durch geringe Masse, geringes Bauvolumen und flexible Platzierbarkeit im Fahrzeug,
- geringe Kosten für Herstellung und Integration in das Antriebssystem,
- Wartungsfreiheit,
- Dauerhaltbarkeit von Lader und Antrieb über den Fahrzeuglebenszyklus,
- Eignung zur Erzielung hoher Ladedrücke,
- Kompatibilität mit Abgasreinigungssystemen wie Russfiltern und Abgaskatalysatoren,
- Möglichkeit zur einfachen Baureihenbildung.

Die Reihenfolge der Nennung stellt hier keine Gewichtung dar. Je nach Motorenkonzept bekommen die einzelnen Aspekte unterschiedliche Bedeutung.

So ist für einen hochaufgeladenen kleinvolumigen Motor, wie er beispielsweise im SMART angeboten wird, die Erzielung eines hohen Ladedrucks ($p_L = 2.2$ bar) erforderlich, wogegen für ein modernes 'Softturbo'-Konzept mit Ladedrücken von lediglich $p_L \approx 1.25$ bar die Möglichkeit zur einfachen Baureihenbildung im Vordergrund steht.

Durch den technischen Fortschritt, der auch im Bereich der Fertigungstechnik und der Werkstoffentwicklung fortwährend stattfindet, konnten die Aufladeaggregate in den letzten Jahren zum Teil deutlich verbessert werden, so dass ein bewertender Vergleich verfügbarer Aufladesysteme für den Einsatz an kleinvolumigen Ottomotoren sinnvoll erscheint.

3.2.3 Verfügbare Aufladesysteme

Bei den heute eingesetzten Aufladesystemen unterscheidet man primär zwischen Systemen mit oder ohne Abgasenergienutzung. Systeme mit Abgasenergienutzung, welche die Abgasenergie zum Antrieb des Aufladeaggregats nutzen, sind die am häufigsten eingesetzten Systeme. Als Aufladeaggregat kommen dabei ausschließlich Abgasturbolader zum Einsatz, der Comprex-Lader wird nicht verwendet. Die Aufladeaggregate ohne Abgasenergienutzung beziehen ihre Antriebsenergie hingegen von der Kurbelwelle des Motors und werden aufgrund ihrer mechanischen Kopplung mit dem Motor als mechanische Lader bezeichnet. Der Vollständigkeit halber sei auch der

Druckwellenlader genannt, der zwar ebenfalls die Verdichtungsarbeit zur Erzeugung des Ladedrucks aus der Abgasenergie entnimmt, diese aber nicht als mechanische Energie über eine Rotorwelle überträgt.

Die Abgasturboaufladung lässt sich unterteilen in einstufige und zweistufige Aufladung, mit und ohne Ladedruckregelung. Bei den mechanischen Aufladesystemen unterscheidet man Lader der Verdränger- und der Strömungsbauart, die später noch im Detail behandelt werden.

3.2.3.1 Abgasturboaufladung

Die Abgasturboaufladung ist das am häufigsten eingesetzte Aufladeverfahren. Es wird sowohl bei langsamlaufenden Großmotoren eingesetzt als auch bei schnelllaufenden kleinen Motoren. Turbolader weisen nur in einem Betriebspunkt ihren besten Wirkungsgrad auf und müssen daher sorgfältig an Motorgröße und Motoreinsatzbedingungen angepasst werden. Bei Schiffsmotoren wird der Abgasturbolader beispielsweise für einen Motorbetriebspunkt nahe der Nenndrehzahl ausgelegt, da Schiffsmotoren zum Teil tagelang bei einem konstanten Betriebspunkt, eben in diesem Bestpunkt laufen. Bei den hochdynamisch betriebenen Fahrzeugmotoren hingegen muss der Turbolader so ausgelegt werden, dass er im Falle einer Fahrzeugbeschleunigung möglichst schnell den dafür gewünschten hohen Ladedruck aufbauen kann.

Beim Abgasturbolader sitzen Lader und Turbine auf einer gemeinsamen Welle und stehen bei einem stationären Motorbetriebspunkt im Leistungsgleichgewicht. Abb. 3 zeigt dazu ein schematisches Blockschaltbild eines ATL-Motors.

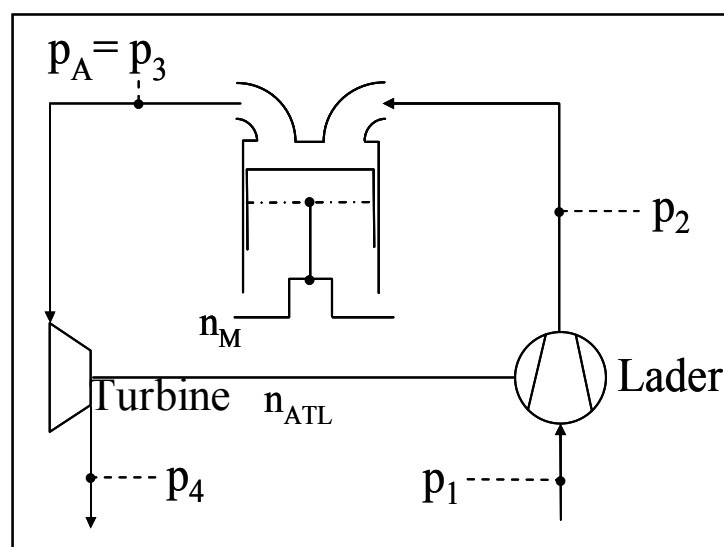


Abb. 3 Schematisches Blockschaltbild eines ATL-Motors

Das Zusammenwirken von Motor und Abgasturbolader ist in Abb. 4 dargestellt. Dabei zeigt das obere linke Teilbild den Volumenstrom durch den Motor in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Ladedruck, das so genannte Motorschluckverhalten.

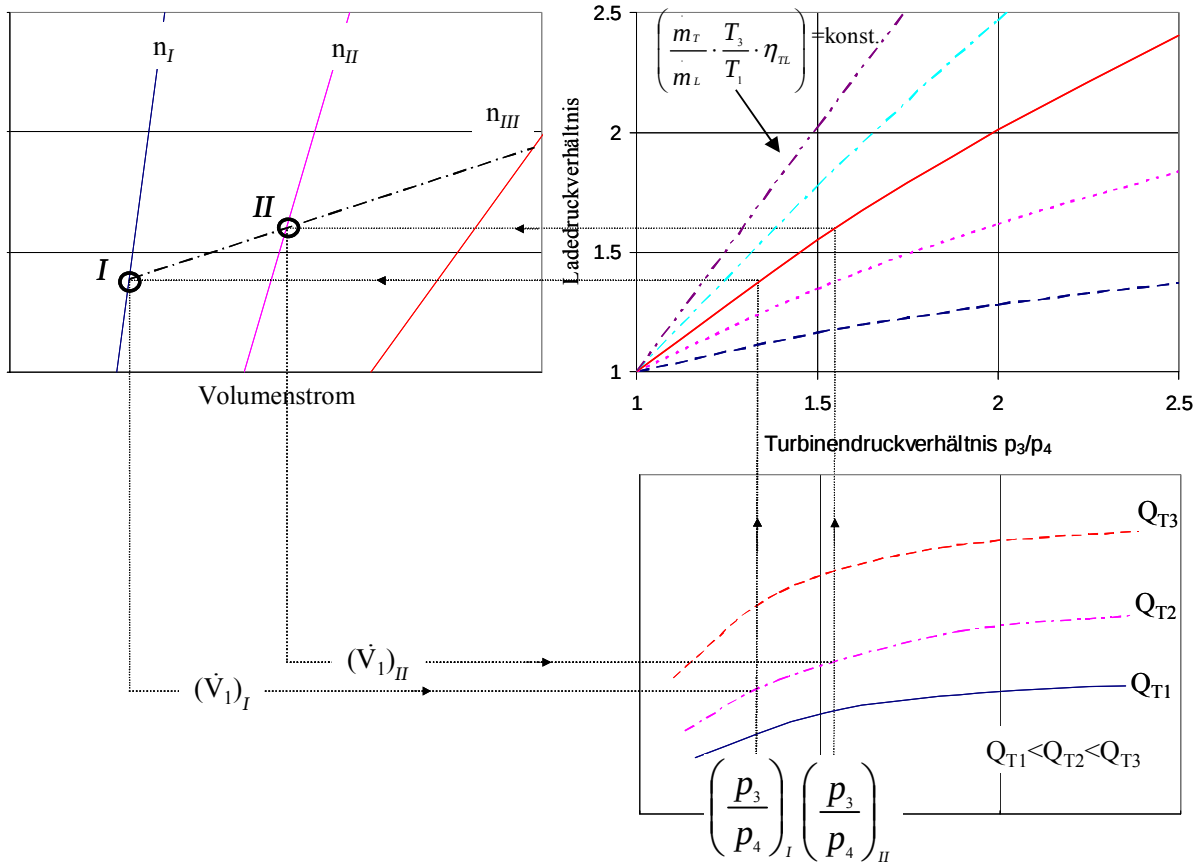


Abb. 4 Zusammenwirken von Motor und Abgasturbolader

Ausgehend von einem Motorbetriebspunkt I mit der Drehzahl n_I im Schlucklinienkennfeld, saugt der Motor nach Gl. (3.10) einen bestimmten Volumenstrom

$\left(\dot{V}_1\right)_I$ an.

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}_L}{\rho_1} = V_H \cdot \lambda_1 \cdot \frac{n_M}{a} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_1} \quad (3.10)$$

Mit dem zugeführten Kraftstoff ergibt sich für den Betriebspunkt ein Abgasmassenstrom mit der Temperatur T_3 . Dieser wird bei gegebenem Turbinenhalsquerschnitt Q_{T2} (Abb. 4 rechtes unteres Teilbild) zu einem Druckverhältnis p^3/p_4 (Abb. 4 rechtes oberes Teilbild) aufgestaut, woraus schließlich das Ladedruckverhältnis p^2/p_1 resultiert. Das ganze System befindet sich im Gleichgewicht. Erhöht man die Motordrehzahl auf $n_{II} > n_I$ steigt der vom Motor geförderte Durchsatz, was, wie oben beschrieben, bei gleichem

Turbinenhalsquerschnitt, eine Erhöhung des Turbinendruckverhältnisses hervorruft und einen steigenden Ladedruck zur Folge hat. Die Höhe des Ladedrucks bei einem bestimmten Motorbetriebspunkt und damit die Lage der Motorbetriebslinie im Schlucklinienkennfeld kann bei einem unregelmäßigen Abgasturbolader durch den Einsatz unterschiedlich schluckfähiger Turbinengehäuse variiert werden. Würde man beispielsweise, ausgehend von Betriebspunkt II, einen Turbinenhalsquerschnitt $Q_{T3} > Q_{T2}$ wählen, nimmt dabei der Ladedruck mit dem größeren Turbinenhalsquerschnitt Q_{T2} ab und die Motorbetriebslinie verschiebt sich entsprechend zu kleineren Volumenströmen.

Bei Fahrzeugmotoren wird die Turbine gerade so groß gewählt, dass bereits bei ca. 40 % der Motornenn Drehzahl der maximale Ladedruck zur Verfügung steht. Bei Motordrehzahlen oberhalb des Turbolader-Auslegungspunktes ist der Ladedruck dann so zu regeln, dass der für den Fahrzeugbetrieb charakteristische Drehmomentverlauf erreicht wird. Aufgrund der großen Motordrehzahlspanne und der damit verbundenen großen Spreizung des Massendurchsatzes ist bei PKW-Ottomotoren eine Ladedruckregelung zwingend erforderlich. Würde ein Turbolader ohne Ladedruckregelung zum Einsatz kommen, müsste die Turbine, die den gesamten Abgasstrom bei Nenndrehzahl schlucken kann, so groß gewählt werden, dass der Turbolader, aufgrund seines dann großen Trägheitsmoments, beim Beschleunigen aus niedriger Motordrehzahl heraus nur stark verzögert ansprechen würde.

Bei PKW-Motoren werden heute ausschließlich elektronische Ladedruckregelverfahren eingesetzt. Gegenüber einer rein pneumatischen Regelung, die nur als eine Begrenzung des maximalen Ladedrucks wirkt, kann die elektronische Ladedruckregelung zu jedem Betriebspunkt den gewünschten Ladedruck einregeln. Insbesondere die immer strengere Abgasgesetzgebung erfordert elektronische Ladedruckregelungen zur Einhaltung der reglementierten Abgasemissionen. Der Ladedruck kann dabei in Abhängigkeit einer Vielzahl von Parametern, wie z.B. Ladelufttemperatur, Zündwinkel und Kraftstoffqualität, optimal eingestellt werden. Auch eine zeitweilige Überhöhung des Ladedrucks zur besseren Fahrzeugbeschleunigung (*Overboost*) ist möglich.

Zum Regeln des Ladedrucks kommen bei Ottomotoren praktisch ausschließlich das Wastegate-Ventil (WG) zum Einsatz, hingegen wird bei Fahrzeug-Dieselmotoren heute schon überwiegend die Leitschaufelverstellung der Turboladerturbine (Variable Turbinen Geometrie) eingesetzt.

Wastegate -Regler

Die schematische Darstellung einer Ladedruckregelung mit einem Wastegate-Ventil (WG) zeigt Abb. 5. Die Betätigung des WG (5) erfolgt über eine Druckdose, in der eine Membran (3), die durch eine Schraubenfeder vorgespannt ist, mit einem modulierten Steuerdruck (2) beaufschlagt wird. Dieser Steuerdruck ist niedriger als der Ladedruck (4) und wird mit einem Taktventil (1) erzeugt. Um auch bei niedrigen Ladedrücken (Teillast) abblasen zu können, ist die Feder nur schwach vorgespannt.

Das Taktventil wird von der Motorelektronik angesteuert und arbeitet mit einer Taktfrequenz von 10-15 Hz [55].

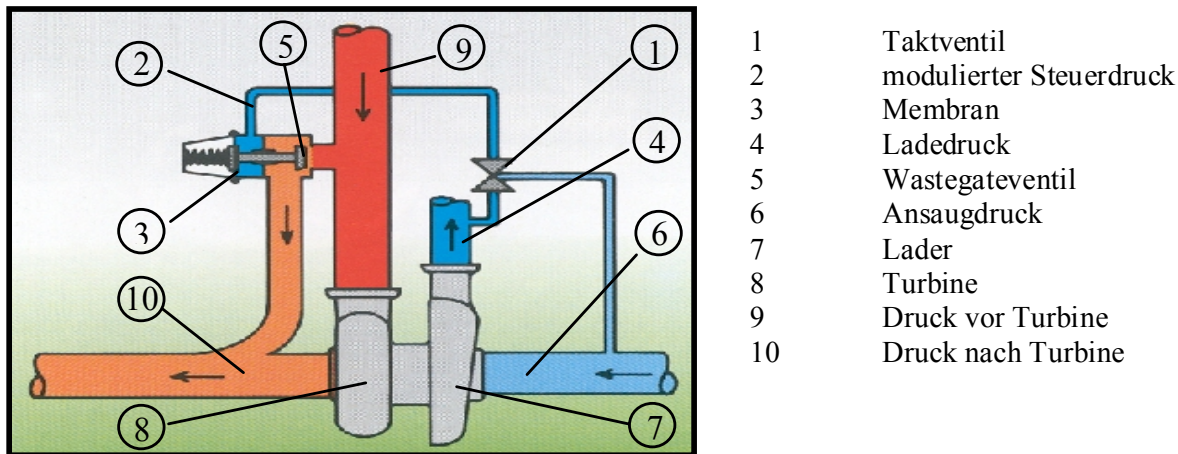


Abb. 5 Ladedruckregelung am Ottomotor durch elektronisch getakteten Steuerdruck [55]

Die elektronische Regelung misst den Ladedruck, vergleicht diesen mit dem im Motor-Steuergerät abgelegten betriebspunktabhängigen Sollwert und regelt diesen über das Taktventil ein. Je kleiner der bei Teillast einzustellende Ladedruck ist, umso kleiner ist dabei auch der Abgasgegendruck vor Turbine, was sich letztlich positiv auf den Kraftstoffverbrauch des Motors auswirkt.

Ein weiterer Vorteil der elektronischen Ladedruckregelung ist, dass im Bereich zwischen Volllastladedruck und dem Ladedruck entsprechend $\pi_L = 1$ die Zylinderfüllung nicht über die Stellung der (dissipativen) Drosselklappe dosiert werden muss.

Variable Turbinengeometrie (VTG)

Ein energetisch günstigeres Ladedruckregelverfahren als die Wastegateregelung stellt die sogenannte Variable Turbinengeometrie (VTG), Abb. 6, dar. Die VTG ermöglicht es durch die Veränderung von Anströmwinkel und –geschwindigkeit am Turbinenradeintritt die Turbinenleistung zu regeln.

Bei der VTG ermöglichen die drehbar angeordneten Leitschaufeln zwischen dem Spiralgehäuse und dem Turbinenlaufrad eine Querschnittsveränderung in der Turbine.

Dabei führt ein Aufstauen des Abgasmassenstroms durch das Schließen der Leitschaufeln (Abb. 6 linke Graphik) zu einem hohen Enthalpiegefälle über der Turbine und ermöglicht bereits bei niedrigen Motordrehzahlen einen hohen Ladedruck, wenngleich sich der Motorgesamtwirkungsgrad in diesem Bereich um ca. 3% verschlechtern kann [25]. Bei hohen Motordrehzahlen wird durch das zunehmende Öffnen der Leitschaufeln der Strömungsquerschnitt vergrößert (Abb. 6 rechte Graphik). Der Vorteil der VTG-Regelung gegenüber der Wastegate-Regelung liegt darin, dass immer der gesamte Abgasmassenstrom über die Turbine geleitet wird und zur Leistungsumsetzung genutzt werden kann. Bei hoher Motordrehzahl entstehen dadurch Verbrauchsvorteile von bis zu 8% [25].

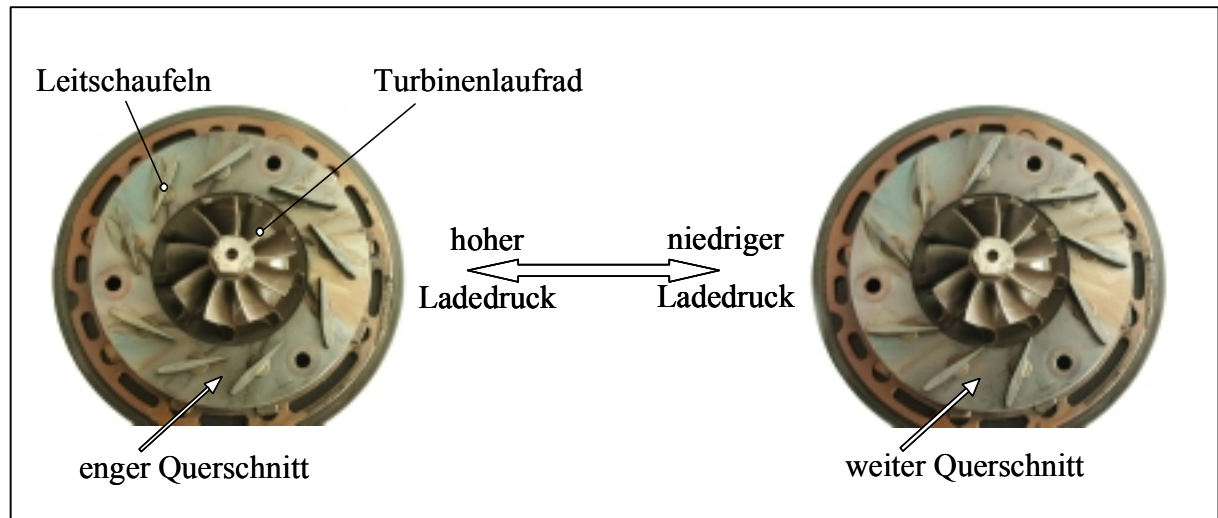


Abb. 6 Turbinenrad und verstellbare Leitschaufeln eines VTG-Turboladers

Trotz des hohen technischen Aufwands und der damit verbundenen Kosten konnte sich diese Form der Ladedruckregelung in den zurückliegenden Jahren gegenüber der Wastegate-Regelung beim Dieselmotor im Großserieneinsatz durchsetzen. Beim Ottomotor werden Abgasturbolader mit verstellbaren Leitschaufeln in der Serie noch nicht eingesetzt, da die Abgasspitzentemperaturen mit bis zu 1050°C deutlich höher sind als beim Dieselmotor (750°C), was die Standfestigkeit von Leitschaufeln und Verstellapparat deutlich reduziert.

Die Ansteuerung der verstellbaren Leitschaufeln erfolgt entweder durch eine Druckdose, die über ein vom Steuergerät getaktetes elektropneumatisches Ventil mit Druck beaufschlagt wird, oder direkt über einen elektrischen Stellmotor.

Elektrisch unterstützte Abgasturbolader (eu-ATL)

Ein weiterentwickelter Abgasturbolader zur Verbesserung des Instationärverhaltens integriert einen Elektromotor auf der Turboladerwelle zwischen Verdichter und Turbine. Dieser Elektromotor beschleunigt im Bedarfsfall das Laufzeug des Turboladers und ermöglicht so einen schnellen Ladedruckaufbau.

Darüber hinaus bietet diese in den Turbolader integrierte elektrische Maschine den Vorteil, dass die zur Ladedruckerzeugung nicht benötigte Abgasenergie in elektrische Energie umgewandelt werden kann, die ins Bordnetz bzw. eine Batterie eingespeist werden kann. Insgesamt lässt sich dadurch die Turboladerdrehzahl völlig entkoppelt von der Motordrehzahl regeln und so eine bessere Anpassung des Turboladers an das gewünschte Motorschluckverhalten ermöglichen.

Abb. 7 zeigt exemplarisch das Hochlaufverhalten eines eu-ATL im Vergleich zum Standard-ATL bei einem Lastsprung an einem 6 ltr. Nfz-Dieselmotor und verdeutlicht den Vorteil dieses Systems.

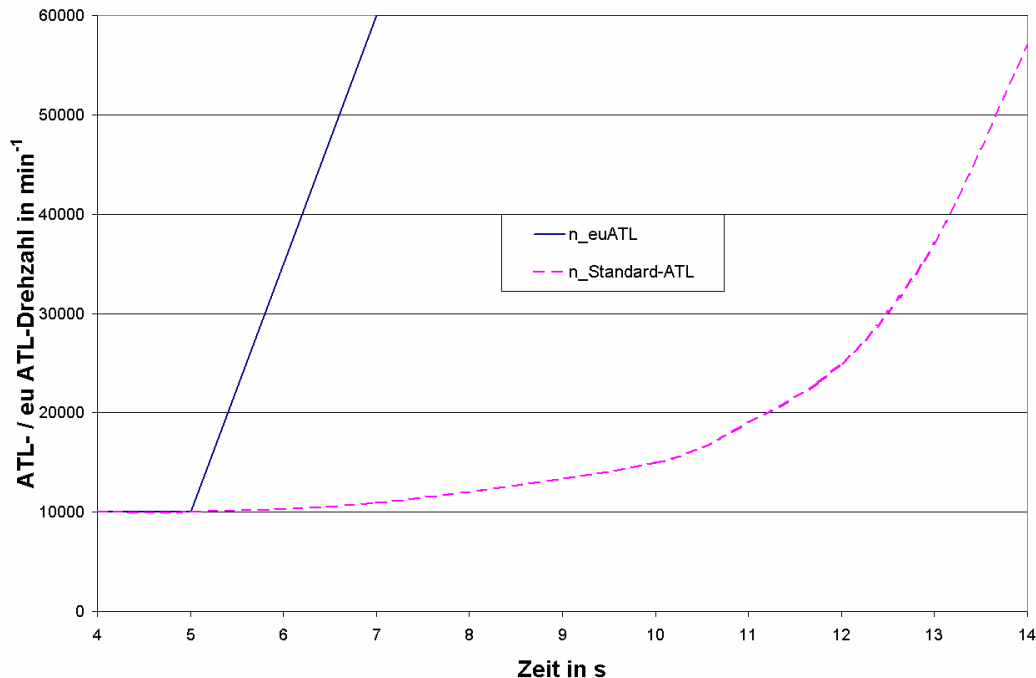


Abb. 7 Hochlaufverhalten eines eu-ATL im Vergleich zum Standard-ATL gleicher Baugröße an einem 6 ltr. Nfz-Dieselmotor [34] bei einem Lastsprung

Aufgrund des extrem hohen Leistungs- und Energiebedarfs beim Beschleunigen von Turboladerlaufzeug und elektrischer Maschine und der dafür erforderlichen aufwendigen Leistungselektronik, mit der entsprechenden Anpassung des Fahrzeugbordnetzes, wird das Konzept bisher noch nicht serienmäßig eingesetzt.

3.2.3.2 Druckwellen-Aufladung

Unter der Bezeichnung “Comprex“ wurde von der damaligen Firma BBC, die inzwischen in der Firma ABB aufgegangen ist, ein Druckwellen-Lader entwickelt, der die Druckenergie des Abgases direkt auf die Ladeluft überträgt. Der Comprex, bzw. sein Zellenrad, wird zwar wie ein mechanischer Lader von der Kurbelwelle angetrieben, benötigt diesen Antrieb aber lediglich zur Drehzahl-Synchronisation von Zellenrad und Motor, bzw. für seine Funktion als eine Art Steuerdrehschieber. Es wird jedoch keine Verdichter-Leistung eingetragen.

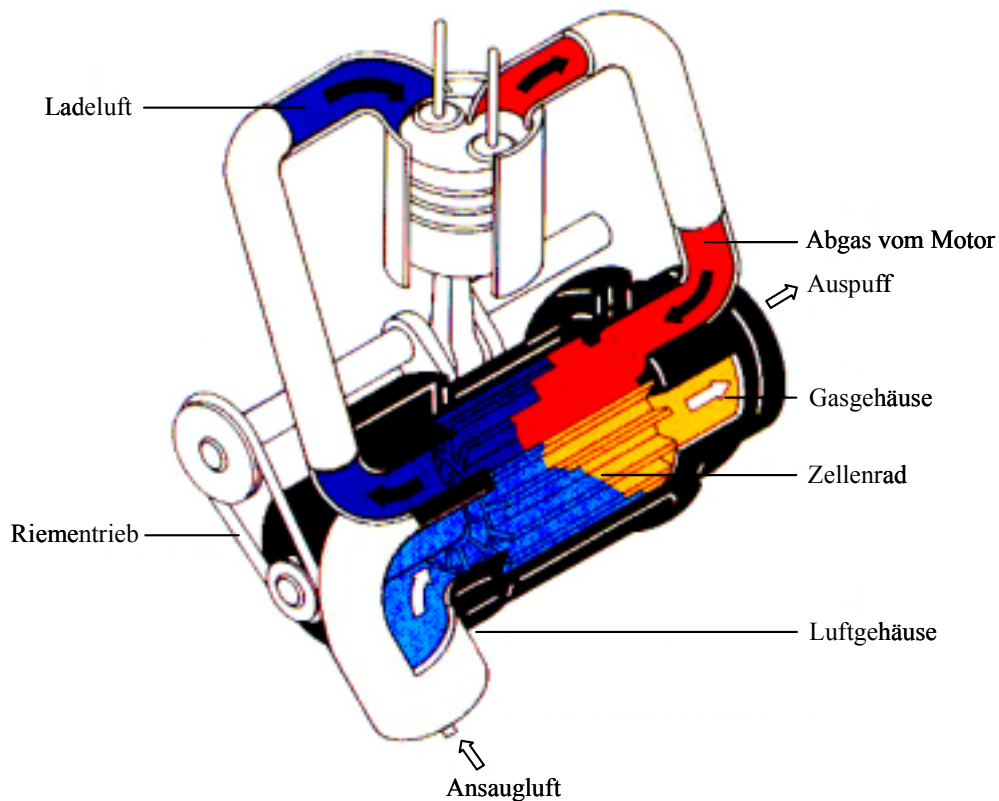


Abb. 8 Funktionsprinzip des Druckwellen-Laders [96]

Die Hauptkomponente des Druckwellen-Laders ist das Zellenrad (Abb. 8), das mit in axialer Richtung laufenden Kanälen hohlgegossen wird. Ein solcher Kanal, der auf der Ansaugseite mit Frischluft gefüllt ist, wird durch das Weiterdrehen des Zellenrades zur Ansaugseite abgeschlossen. Anschließend wird dieser zur Abgasseite des Motors zunächst ebenfalls geschlossene Kanal geöffnet, damit das unter Druck stehende Abgas in den Kanal einströmen kann und die in der Zelle befindliche Frischluft durch die entstehende Druckwelle verdichtet. Nahezu gleichzeitig wird der Kanal zur Motoreinlassseite geöffnet, so dass die Ladeluft in das Saugrohr einströmen kann. Noch bevor das in der Zelle vorhandene Abgas mit in die Saugleitung einströmt, wird durch ein kontinuierliches Weiterdrehen des Zellenrades der Kanal auf der Motoreinlass-Seite wieder abgeschlossen. Das Abgas wird dann am geschlossenen Kanalende reflektiert und strömt anschließend aus der dazu freigegebenen Auslassöffnung.

Ein wesentlicher Vorteil des Compres-Laders ist seine Möglichkeit zu hohen Ladedrücken bei niedriger Motordrehzahl. Maximal erreichbare Ladedrücke liegen bei etwa $\pi_L=3$ [45]. Auch bei hubraumkleineren Motoren ergeben sich für den dann kleineren Druckwellen-Lader kaum Wirkungsgradverschlechterungen infolge höherer Spaltverluste, da diese durch das Wirkprinzip nur einen geringen Einfluss haben. Die Antriebsleistung für das Zellenrad ist vernachlässigbar niedrig, da nur dessen Lagerreibung überwunden werden muss [27].

Die Güte dieses Prozesses ist von der genauen Abstimmung der Länge des Zellenrades, dessen Steuerzeiten und Übersetzungsverhältnis zur Motordrehzahl abhängig. Die Schwierigkeit bei der Laderanpassung besteht darin, die Aufladung im gesamten Motorbetriebsbereich optimal zu gestalten. Diese Aufgabe ist deshalb kompliziert, weil die Laufzeit der Druckwellen von der Länge der Zellen abhängig ist, diese aber bei konstantem Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Zellenrad in Abhängigkeit von der Motordrehzahl unterschiedlich lange an die jeweiligen Ein- und Auslasskanäle angeschlossen sind. Ein weiterer Nachteil bei konstantem Übersetzungsverhältnis ergibt sich beim Motorstart, da der Lader dann bei der niedrigen Starterdrehzahl nicht genügend Frischluft zur Verfügung stellen kann. Abhilfe schaffen kann hier ein Bypasssystem auf der Frischluftseite. Günstiger für den gesamten Motorbetriebsbereich wäre ein variables Übersetzungsgetriebe zwischen Zellenrad und Motor, oder ein direkt von einem Elektromotor getriebenes Zellenrad, wie es beim "SAVE-Motorkonzept" [27] von der Wenko AG eingesetzt wurde.

Weitere Nachteile ergeben sich durch erhöhte Abgasgegendrucke infolge Abgasnachbehandlungssystemen, da dann das Druckgefälle über dem Zellenrad sinkt und das Abgas nur erschwert aus dem Zellenrad abströmen kann. Auf der Frischluftseite führt die starke Erhitzung der Ladeluft in dem heißen Zellenrad speziell bei Ottomotoren zu einer erhöhten Klopfgefahr.

Das hohe Gewicht und die ungünstigen Packageigenschaften des Druckwellenladers stellen weitere Kritikpunkte dar. Die ehemals hohen Fertigungskosten für das Zellenrad dürften allerdings heutzutage infolge der Automatisierungstechnik nicht höher sein als die des Turboladerlaufzeuges.

3.2.3.3 Mechanische Aufladesysteme

Abb. 9 zeigt ein schematisches Blockschaltbild eines Motors mit mechanischem Lader.

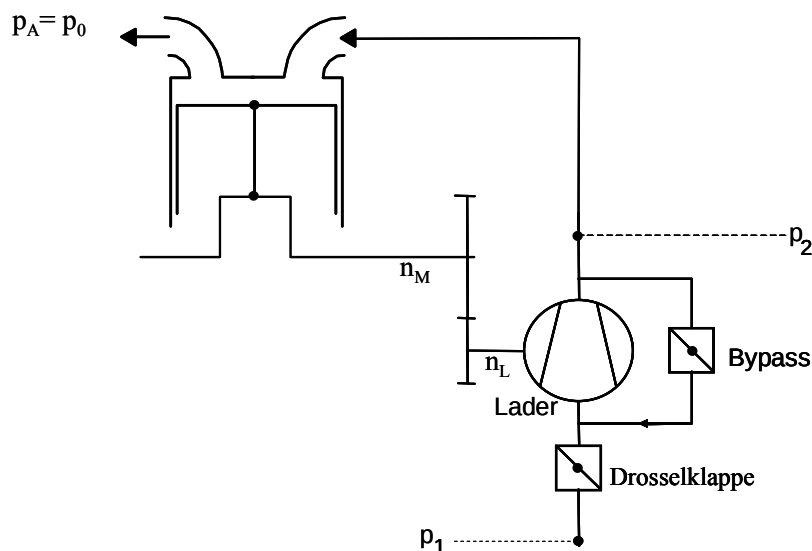


Abb. 9 Schematisches Blockschaltbild von Motor und mechanischem Lader

Für Mechanische Aufladesysteme werden überwiegend Verdrängerlader verwendet. Diese Systeme sind gekennzeichnet durch die mechanische Kopplung des Aufladeaggregats mit der Kurbelwelle des Motors. Dadurch können Verdrängerlader auch im dynamischen Betrieb stets den gewünschten Ladedruck liefern, im Gegensatz zur Abgasturboaufladung, bei der der Ladedruck erst entsprechend dem Abgasenergieangebot aufgebaut werden kann. Ferner haben mechanische Aufladesysteme beim Kaltstart den Vorteil, den Lader zur Sekundärlufteinblasung vor dem Katalysator für eine effektivere Abgasnachbehandlung einsetzen zu können.

Den positiven Argumenten einer mechanischen Aufladung stehen auch Nachteile gegenüber. Ein wesentliches Kriterium bei der Bewertung eines mechanischen Aufladesystems ist die Leistungsaufnahme des Verdichters wegen ihres direkten Zusammenhangs mit dem Kraftstoffverbrauch. Der ständig mitlaufende Verdichter verlangt auch im Motorteillastbereich, in dem der Motor als Saugmotor betrieben wird, permanent Antriebsleistung zur Überwindung der Reibung in Lagern und Synchronisationsgetriebe und zur Umwälzung großer ungenutzter Luftmengen über das laderexterne Bypassventil. Es ist auch auf das Geräuschverhalten zu achten, welches abhängig ist von der Pulsationsanregung in der Druckleitung. Einen wesentlichen Einfluss darauf hat die Art der Prozessführung, speziell die Anpassung des Drucks im Lader an den Druck in der Saugleitung des Motors [51]. Bei besonders sportlichen Fahrzeugen wird diese Eigenschaft auch beim Sound-Engineering zum Vorteil genutzt.

Die vom Motor aufzubringende Laderantriebsleistung P_L ergibt sich gemäß Gl. (3.11):

$$P_L = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_{sL} \cdot \eta_{mL}} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right] \quad (3.11)$$

mit

$\dot{m}_L$	Luftmassenstrom,
c_{pL}	spez. Wärmekapazität der Luft bei konstantem Druck,
T_1	Temperatur der Luft vor Verdichter,
η_{sL}	isentropen Wirkungsgrad des Laders,
η_{mL}	mechanischer Wirkungsgrad des Laders,
p_1	Druck vor Lader,
p_2	Druck nach Lader,
κ_L	Isentropenexponent der Ladeluft

Dabei wird der mechanische Lader über ein in der Regel konstantes Übersetzungsverhältnis i vom Motor angetrieben und läuft gemäß Gl. (3.12) mit der Drehzahl n_L :

$$n_L = i \cdot n_M . \quad (3.12)$$

Zusammenwirken von Motor und mechanischem Lader

Wird ein Viertakt-Ottomotor mit einem Verdrängerlader bei konstantem Übersetzungsverhältnis i_1 mechanisch angetrieben, ergibt sich bei ungedrosseltem Motor zwischen Lader und Motor der typische Ladedruckverlauf über dem vom Lader an den Motor gelieferten bezogenen Volumenstrom, wie er in Abb. 10 dargestellt ist. Die Motorbetriebslinie fällt mit sinkender Drehzahl und dementsprechend sinkendem Durchsatz zu leicht abfallendem Ladedruck, der durch die Wahl eines anderen Übersetzungsverhältnisses i_2 auf ein anderes Ladedruckniveau verschoben werden kann.

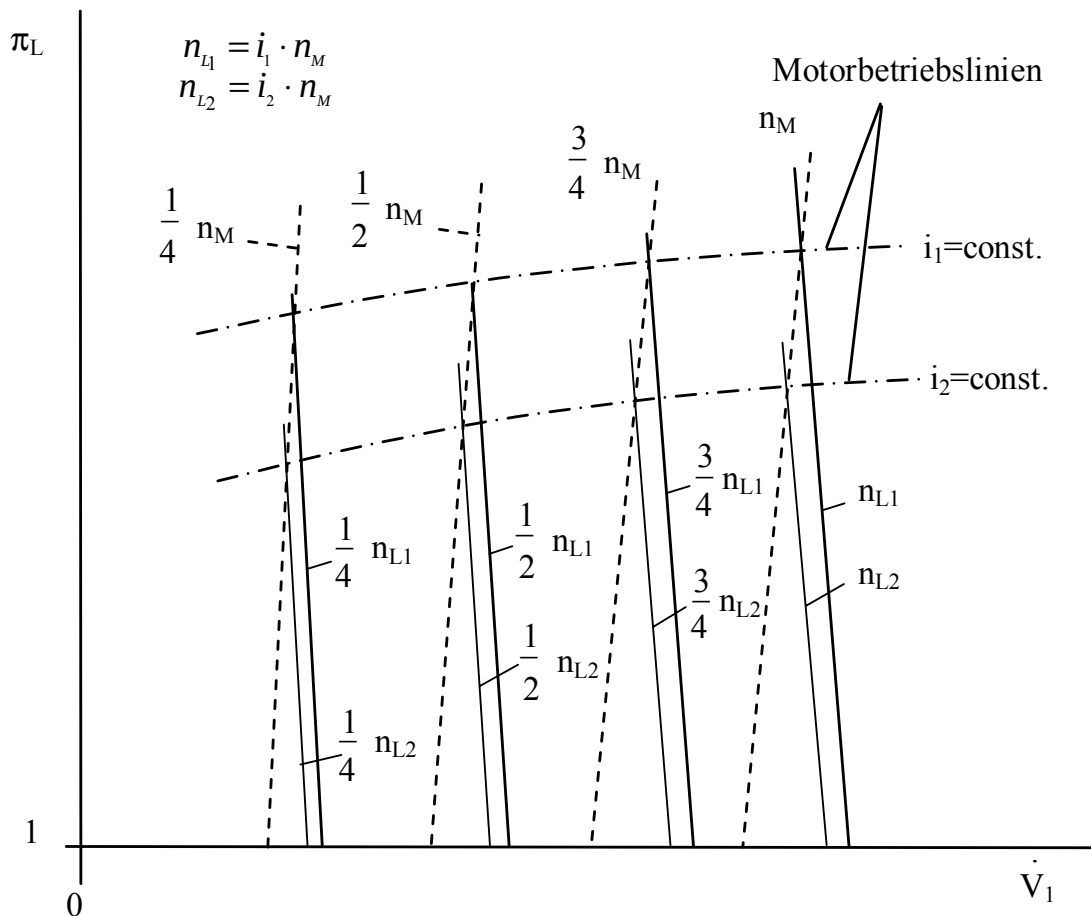


Abb. 10 Schematische Darstellung des Zusammenwirkens eines Viertaktmotors mit einem mechanisch angetriebenen Lader der Verdrängerbauart

Einen Fahrzeugmotor unter Verwendung eines Strömungsladers mechanisch aufzuladen ist nicht sinnvoll, da, wie Abb. 11 zeigt, der Ladedruck und damit das Motormoment bei

konstantem Übersetzungsverhältnis mit abnehmender Drehzahl deutlich sinkt. Um diesen Drehmomentabfall zu vermeiden, müsste ein Getriebe mit variablem Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Lader verwendet werden, was technisch aufwendig und sehr teuer ist. Daher verwendet man heutzutage für Serien-PKW als mechanische Aufladeaggregate ausschließlich Verdrängerlader.

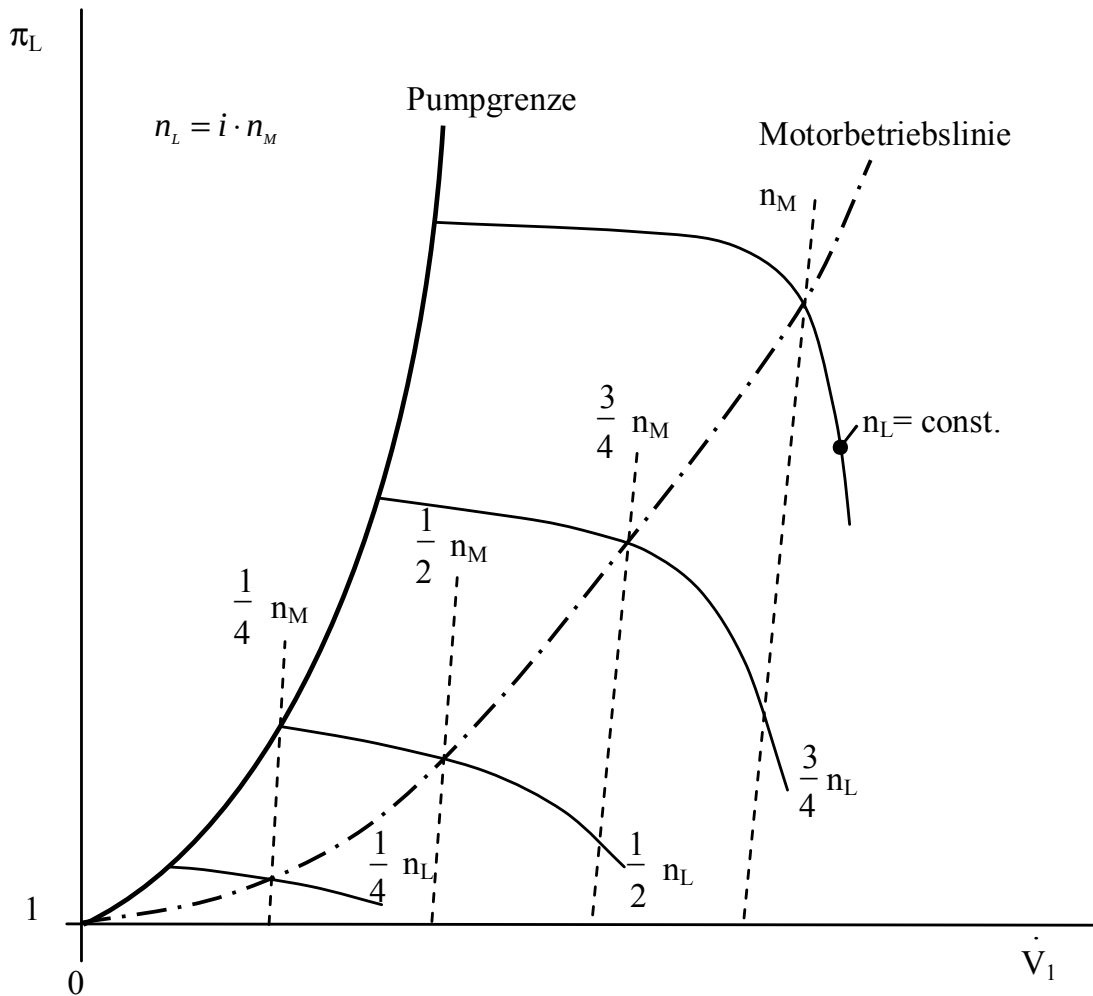


Abb. 11 Schematische Darstellung des Zusammenwirkens eines Viertaktmotors mit einem mechanisch angetriebenen Lader der Strömungsbauart

Mechanisch angetriebene Lader mit konstantem Übersetzungsverhältnis zum Motor benötigen bei Einsatz am Ottomotor unbedingt eine Ladedrucksteuerung. Der Lader und das Übersetzungsverhältnis werden dabei zunächst so ausgelegt, dass die maximale Zylinderfüllung und damit das maximale Volllastdrehmoment bereits im Bereich niedriger Motordrehzahlen gewährleistet ist. Die Steuerung des Ladedrucks für einen Verdrängerlader kann durch laderinterne oder laderexterne Steuereinrichtungen erfolgen. Die laderexternen Steuerungseingriffe beeinflussen das Förderverhalten des Laders durch

außerhalb des Laders angeordnete Steuerelemente. Beispiele sind die momentan in der Serienproduktion hauptsächlich verwendeten Steuerorgane Drosselklappe und Bypass, wie sie bereits in Abb. 9 schematisch dargestellt sind. Laderinterne Steuerungen, die jedoch nur bei Aufladeaggregaten mit innerer Verdichtung eingesetzt werden, beeinflussen das Förderverhalten durch eine unmittelbare Variation von Gestalt und Größe des Arbeitsraumes. Beispiele hierfür sind der vor allem bei Kältemittelschraubenkompressoren oft verwendete interne Bypass, sowie die oft eingesetzte Schiebersteuerung [60], auf die später noch im Detail eingegangen wird (Abb. 23).

Eine weitere Möglichkeit, positiven Einfluss auf die Energiebilanz des Gesamtsystems Motor-Lader zu nehmen, besteht im Abkoppeln des Laders über eine schaltbare Kupplung in Betriebspunkten im unteren Lastbereich. Dort, wo der Motor im Saugbetrieb arbeitet, kann so die unnötige Antriebsenergie für den Lader eingespart werden. Nachteilig zeigt sich jedoch beim Wiedereinschalten des Laders die ruckartige Belastung auf den Antriebsstrang, wodurch der Fahrkomfort sinkt.

Vergleich mechanischer Aufladeaggregate

Die Verdrängerlader können einachsige oder mehrachsige ausgeführt sein. Die bekanntesten Bauarten der einachsigen Verdrängerlader sind der Flügelzellenlader, der Drehkolben-Lader, der Spirallader und der Hubkolbenlader. Zu den mehrachsigen Verdrängerladern zählen beispielsweise der Roots-lader oder der Schraubenlader. Lader der Strömungsbauart sind stets einachsige ausgeführt. Alle diese Aufladeaggregate wurden in der Vergangenheit immer wieder weiterentwickelt, erreichten zum Teil aber keine Serienreife aufgrund zu geringer Standzeiten.

Im Folgenden werden diese Aufladeaggregate mit ihren Vor- und Nachteilen einzeln vorgestellt.

➤ Drehkolbenlader

Von den zahlreichen Bauformen von Drehkolbenladern sei hier exemplarisch der KKK-Ro-Lader vorgestellt [49]. Dieser innenachsige Drehkolbenlader (Abb. 12) besitzt einen Innen- und einen Außenrotor, die sich um ihre jeweilige Mittelachsen drehen und dabei einen in seinem Volumen veränderlichen Arbeitsraum bilden. Synchronisiert werden Innen- und Außenrotor über ein Getriebe mit einem Drehzahlverhältnis von $i = 2 : 3$.

Der von außen angetriebene, exzentrisch gelagerte Innenrotor verdichtet dabei die Luft, sobald der Außenrotor die Einlasssteuerkante überschreitet und die Arbeitskammer abschließt. Die Verdichtung des geschlossenen Kammervolumens mit fortlaufender Rotordrehung ermöglicht Volumenverhältnisse von $V_{\max}/V_{\min} = 1,1$ bis 1,5.

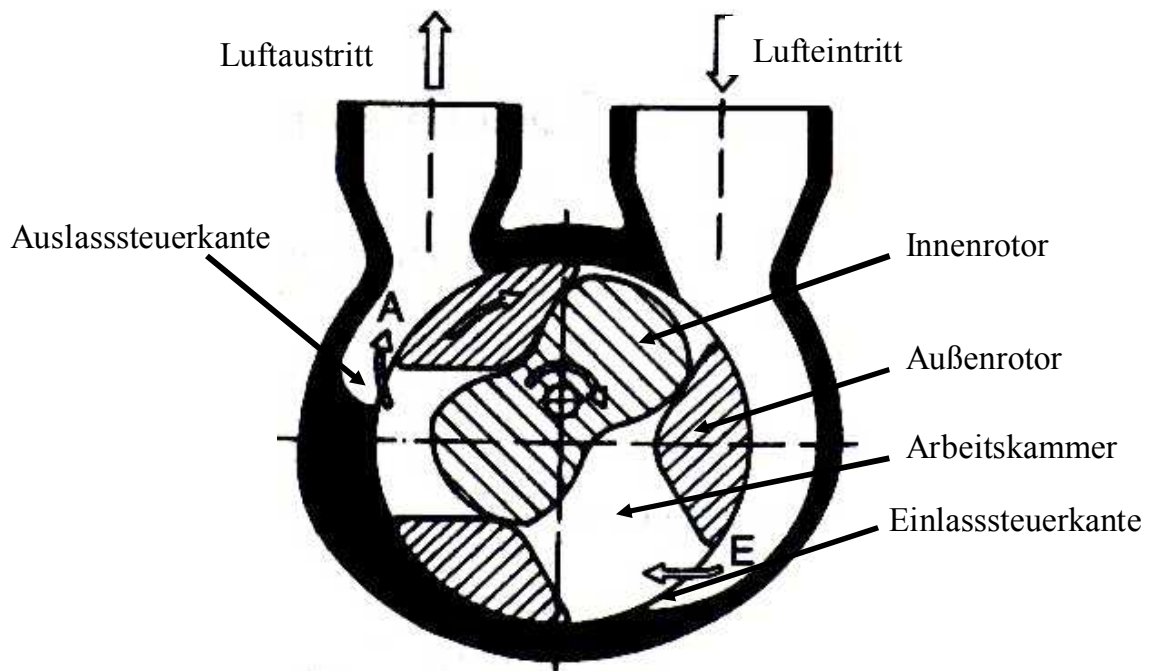


Abb. 12 Schematischer Aufbau des KKK-Ro-Laders [49]

Das Fördervolumen und das geometrisch realisierbare Verdichtungsverhältnis werden durch die Lage der Ein- und Auslasssteuerkanten bestimmt. Dabei ist die Höhe der inneren Verdichtung von der Lage der Auslasssteuerkante abhängig. Laderinterne Drehschieber zur Verschiebung der Steuerkanten auf der Ein- und Auslassseite ermöglichen eine Anpassung des vom Lader geförderten Volumenstroms an den jeweiligen Motorbetriebspunkt, und erhöhen den Gesamtwirkungsgrad von Lader und Motor.

Zuletzt wurde eine derartige Weiterentwicklung von DaimlerChrysler vorgestellt [51], die aber aufgrund ihrer Komplexität und Abdichtungsproblematik nicht bis zur Serienreife gelangte.

Obwohl die Fertigung des Drehkolben-Laders aufgrund der unkomplizierten Bauteilformen, etwa durch Strangpressverfahren, relativ einfach erschien, erwies sich die Beherrschung kleiner Spaltmaße dieser innenachsigen Maschine als problematisch, wobei besonders die Spalthöhen zwischen den Rotoren sowie zwischen Außenrotor und Gehäuse den Wirkungsgrad in hohem Masse beeinflussen. Einlaufbeschichtungen zur besseren Abdichtung der Rotoren wurden bisher nicht verwendet.

Prinzipbedingt stellen die hohen Totvolumina einen Nachteil dar, die sich am Ende des Ausschiebevorganges zwischen Außen- und Innenrotor sowie dem Gehäuse bilden und sich bei weiterer Rotordrehung zur Saugseite öffnen. Neben einer Senkung des Liefergrades durch das um das Totvolumen verringerte Ansaugvolumen kommt es

hierdurch zu Druckpulsationen mit unerwünschter Geräuschentwicklung. Ähnlich ungünstig wirkt das abrupte Öffnen des Laderausschlusses.

➤ **Spirallader**

Eine weiteres Aufladeaggregat der Verdrängerbauweise stellt der Spirallader dar. Das Prinzip des Spiralladers ist bereits 1905 durch Leon Creux zum Patent angemeldet worden, damals noch zur Nutzung der Expansionsarbeit in der Dampfmaschine.

Die Verdrängerspirale vollzieht eine Art „Tumelbewegung“ innerhalb eines spiralförmigen (feststehenden) Gehäuses, die dadurch entsteht, dass jeder geometrische Punkt der Verdrängerspirale - auch ihr gedachter Mittelpunkt - sich auf einer gleichen Kreisbahn bewegt.

Bei dem Spirallader (engl.: „scroll-type supercharger“) vollzieht eine Verdrängerspirale eine translatorische Bewegung auf einer Kreisbahn in einem ebenfalls spiralförmigen, feststehenden Gehäuse. Abb. 13 veranschaulicht den Aufbau und die Funktion eines Spiralladers.

Die sich bewegende Verdrängerspirale teilt den Arbeitsraum in einen inneren und äußeren Bereich, wobei sich diese beiden Bereiche in ihrem Volumen periodisch ändern. In Phase 1, während der innere und der äußere Arbeitsraum zur Umgebung hin geöffnet sind, wird Ladung angesaugt. Nach einer 90°-Drehung der Antriebswelle (Phase 2) ist der äußere Arbeitsraum verschlossen und verdichtet bereits die Ladung, während sich der innere Arbeitsraum noch in der Ansaugphase befindet. Nach einer weiteren 90° Drehung beginnt im äußeren Arbeitsraum bereits die Ausschiebephase der verdichteten Ladeluft und der innere Arbeitsraum verschließt sich allmählich. Im weiteren Verlauf (Phase 4) wird auch die Ladeluft des inneren Arbeitsraumes ausgeschoben.

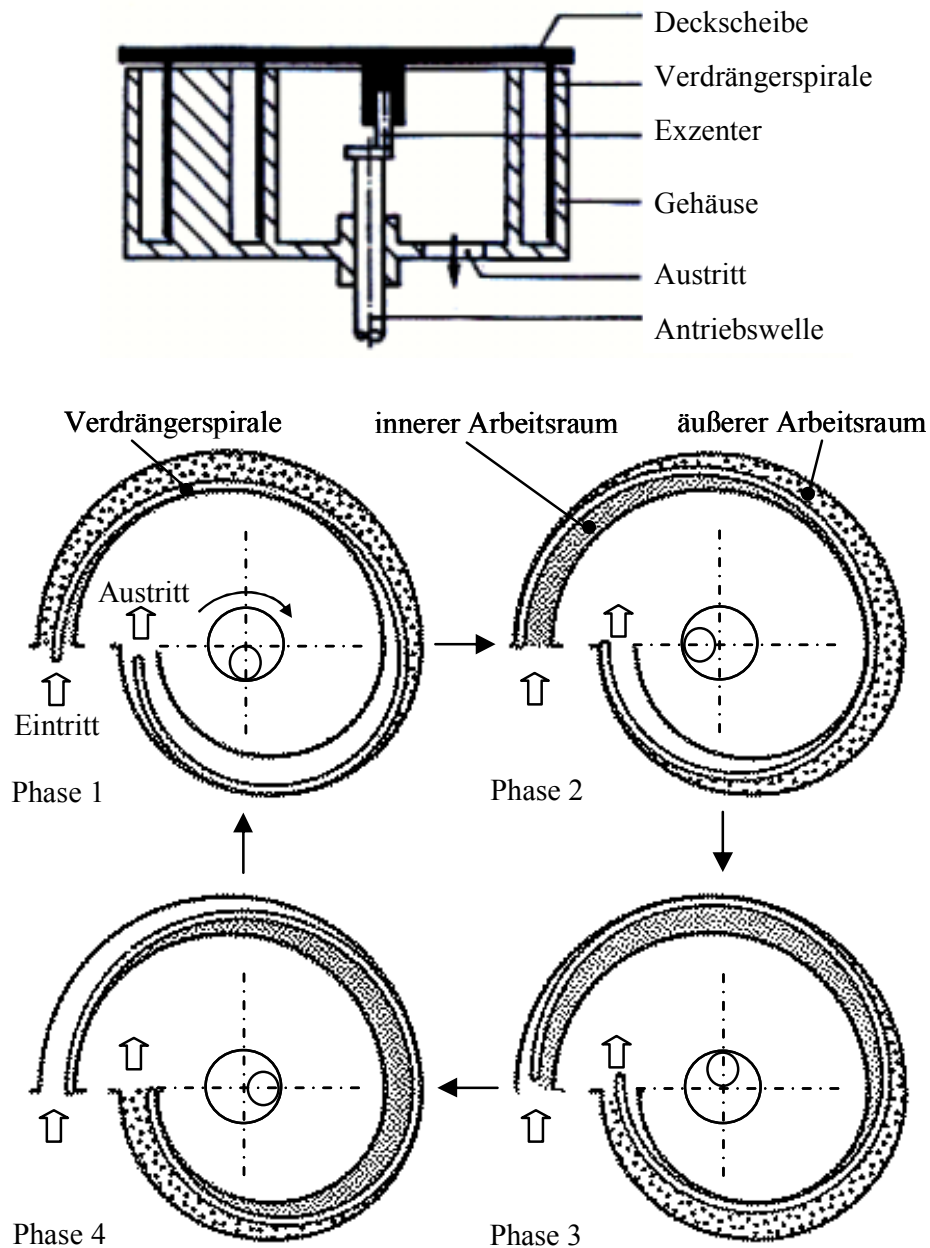


Abb. 13 Funktionsprinzip des Spiralladers [18]

Der Wirkungsgrad des Spiralladers ist, wie bei allen Verdrängermaschinen, davon abhängig, wie weit es gelingt, die Spaltmassenströme zwischen den Arbeitsräumen klein zu halten. Die dazu erforderliche hohe Fertigungspräzision der Spiralgänge konnte aufgrund unzureichender Bearbeitungsverfahren lange Zeit nicht erreicht werden. Erst in den achtziger Jahren wurde ein Spirallader großserienmäßig hergestellt, der G-Lader der Firma Volkswagen (Abb. 14).

Die Verdrängergeometrie des G-Laders zeichnet sich durch relativ lange und enge Dichtspalte aus. Aufgrund der daraus folgenden geringen Spaltmassenströme kann ein hoher Wirkungsgrad auch bei niedrigen Drehzahlen und hohen Druckverhältnissen erreicht werden. Das im Motorbetrieb maximal erreichte bzw. gefahrene Druckverhältnis lag bei etwa $\pi_L = 1,8$ [18], prinzipiell sind jedoch auch höhere Ladedruckverhältnisse realisierbar. Die langen Dichtflächen sorgen zugleich für eine sanfte Öffnungscharakteristik der Kammern beim Ausschieben der Luft, so dass die Druckausgleichsvorgänge ebenfalls langsam ablaufen und unerwünschte geräuschanregende Druckpulsationen kaum vorhanden sind.

Energetische Vorteile ergeben sich auch aus der nur translatorischen Bewegung des Verdrängers. Aus den geringen Relativgeschwindigkeiten der Bauelemente zueinander resultieren nämlich zum einen niedrige Reibleistungen in Lagern und an Dichtungen, wodurch der Wirkungsgrad hoch ist, zum anderen bleibt die Massenträgheit und damit der Beschleunigungsleistungsbedarf im transienten Fahrbetrieb gering.

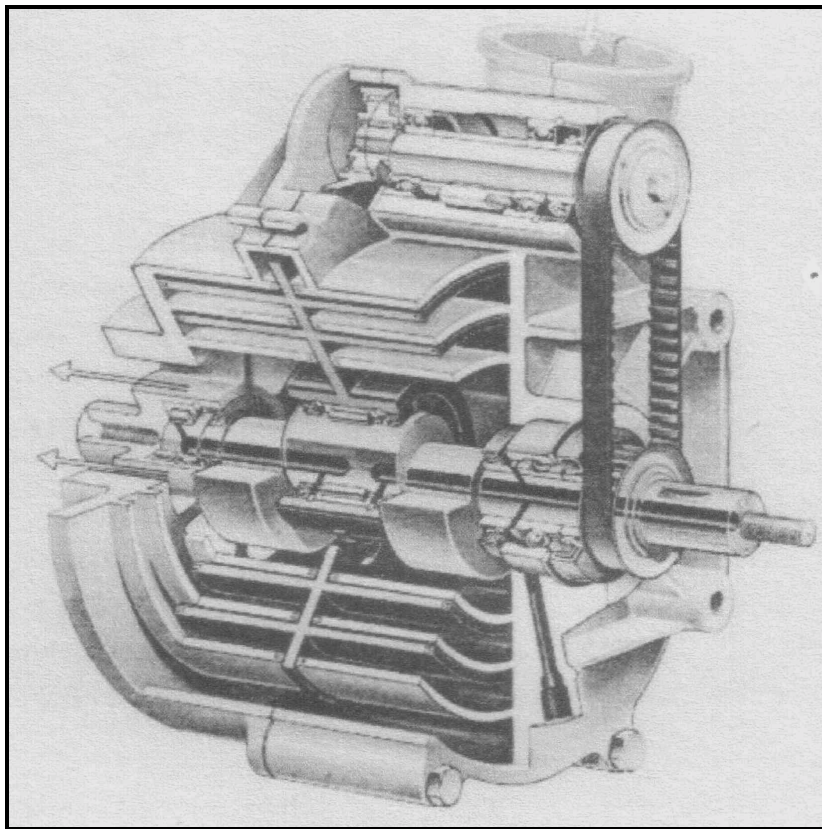


Abb. 14 Schnittdarstellung eines Volkswagen G-Laders [45]

Eine Weiterentwicklung des G-Lader-Prinzips wurde unter dem Namen 'Ecodyno' von der Schweizer Industrie Gesellschaft (SIG) vorgestellt. Wirkungsgradverbesserungen gegenüber dem VW-G-Lader konnten durch eine Rotorbeschichtung und eine ovale Spiralgeometrie erzielt werden.

Die wesentlichen prinzipbedingten Nachteile aller Spirallader liegen in der problematischen Fertigungsgenauigkeit und in seinen eher ungünstigen Packageeigenschaften, da die Verdrängerspirale in ihren äußeren Abmessungen relativ groß baut.

Die Forderung nach hohem Wirkungsgrad und hoher Betriebssicherheit verlangt geringst mögliche Spalte bei allen Betriebszuständen. Infolge dessen ist eine extrem präzise Fertigung vor allem der komplexen Spiralgeometrien mit hohen Oberflächenqualitäten und eine sichere Beherrschung der druck- und temperaturbedingten Verformungen erforderlich. Die unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten der verwendeten Werkstoffpaarung, Magnesium für die Spirale und Aluminium für das Gehäuse, erfordern zusätzliche aufwendige Dichtleisten zur Gasabdichtung an den Stirnwandflächen.

➤ **Hubkolbenlader**

Eines der ältesten Arbeitsprinzipien für Verdrängerlader ist dasjenige des Hubkolbenverdichters. Dieser weist bei hohen Druckverhältnissen gute Wirkungsgrade auf, konnte aber dennoch bis heute keine wesentliche Bedeutung bei der Aufladung von Verbrennungsmotoren erlangen. Die wesentlichen Gründe hierfür sind der hohe Raumbedarf für den Kurbeltrieb, das hohe Gewicht, der erhebliche Fertigungsaufwand durch die Vielzahl von Bauteilen sowie das ungünstige Schwingungsverhalten.

Ein zur Aufladung geeigneter Hubkolbenverdichter wurde von der Fa. Vairex mit dem Hubkolbenlader VPDS (Variable Positive Displacement Supercharger) vorgestellt (Abb. 15). Dabei handelt es sich um einen mehrzylindrigen Hubkolbenlader mit variablem Hubvolumen und zwangsgesteuerten Schieberventilen. Die vier Verdränger sind sternförmig angeordnet und können durch den verschiebbaren Exzenter in ihrem Hub verstellt werden. Durch entsprechende Gestaltung der Auslassschlitze kann eine variable innere Verdichtung realisiert werden.

Aufgrund der hohen Zylinderzahl der Maschine treten nur relativ geringe Pulsationen auf. Nachteilig bleibt jedoch der hohe Fertigungsaufwand aufgrund der vielen verschiedenen Bauteile.

Durch die Gleitführungen der Arbeitskammern entstehen deutliche Reibungsverluste, die sich auch ungünstig auf die Lebensdauer auswirken.

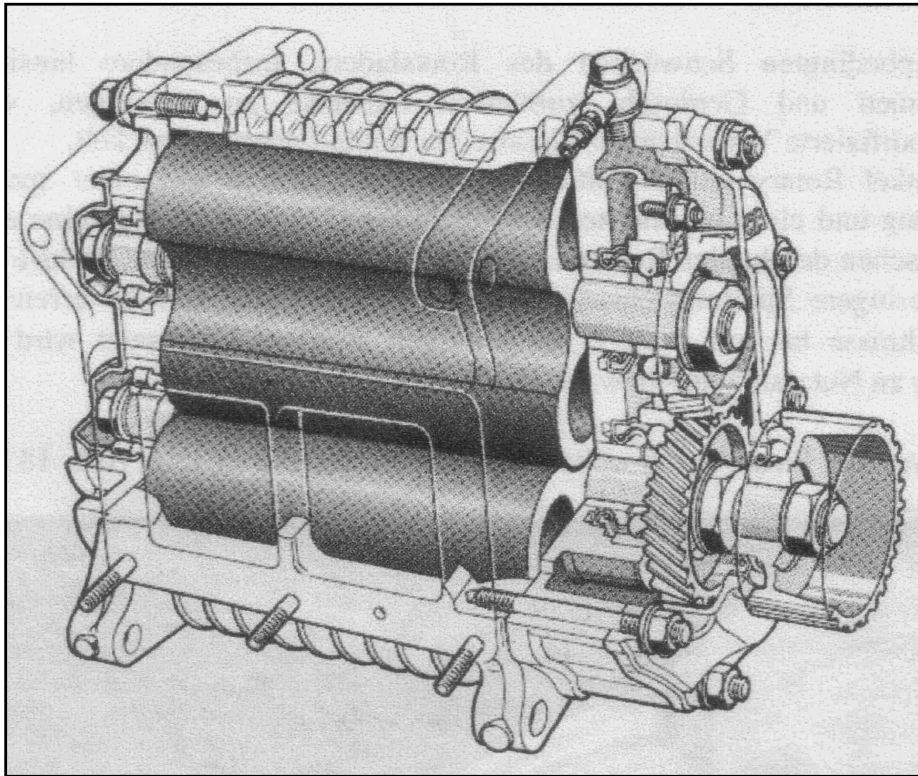


Abb. 16 Schnittbild eines Rootsbladers

Die durch diese Prozessführung anfallende Mehrarbeit muss als zusätzliche Wellenarbeit vom Motor aufgewendet werden und wirkt sich zudem in einer entsprechend erhöhten Laderaustrittstemperatur aus. Eine weitere Konsequenz der Prozessführung ist das akustische Emissionsverhalten. Aufgrund hoher Druckgradienten beim Öffnen der Arbeitskammer kommt es zu ausgeprägten Pulsationsgeräuschen.

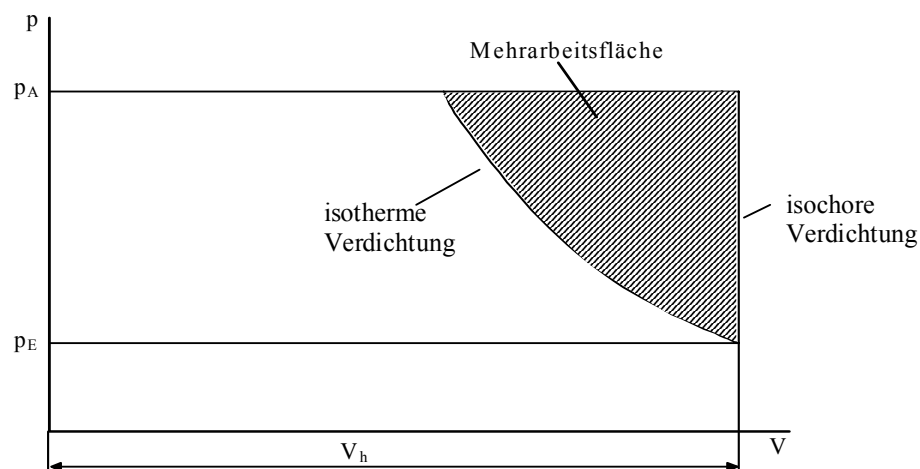


Abb. 17

Mehrarbeit beim Rootsblader durch isochore Verdichtung im Vergleich zur isothermen Verdichtung [41]

Um die prinzipbedingten Schwächen des Roots-laders, insbesondere hinsichtlich Spaltmassenströmen und Geräusch, zumindest teilweise zu beseitigen, wurden verschiedene modifizierte Varianten des klassischen Roots-Laders entwickelt.

Die Firma Wankel Rotary GmbH entwickelte einen Ladertyp mit einer speziellen Rotorbeschichtung und einer optimierten Spaltdichtung [71], so dass sich eine erhöhte Abdichtung zwischen den beiden Rotoren sowie zwischen Rotoren und Gehäuse ergibt. Dies bewirkt geringere Spaltmassenströme. Ferner konnten dadurch die erreichbaren Ladedruckverhältnisse bis auf etwa $\pi_L=2$ gesteigert werden. Eingesetzt wird dieser Lader bisher nur an Nutzfahrzeug- bzw. Bootsdieselmotoren.

Einen anderen, von der Firma Eaton weiterentwickelten Roots-lader zeigt Abb. 18 [66].

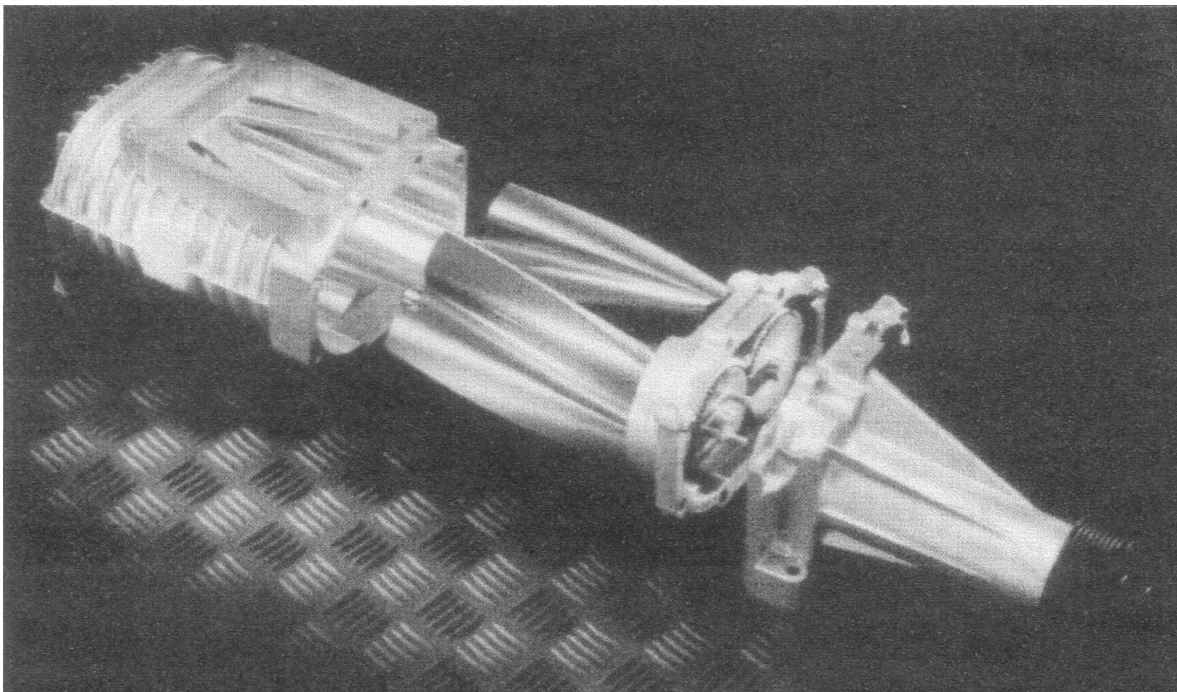


Abb. 18 Roots-lader mit tordierten Rotoren der Fa. Eaton [66]

Auch hier wurden die Rotoren beschichtet, um eine erhöhte Dichtigkeit der arbeitsraumbegrenzenden Spalte zu erzielen und höhere Ladedruckverhältnisse zu ermöglichen [66]. Zudem sind die Rotoren in Längsachsenrichtung um einen Winkel von 60° tordiert, was zusammen mit optimierten Ein- und Auslasssteuerkanten kleinere Druckgradienten beim Öffnen der Arbeitskammer bewirkt. Durch die Erhöhung der Rotorzähnezahl von zwei auf drei wurde die Kammermasse verringert, wodurch die Impulsanregung vermindert und gleichzeitig zu höheren Frequenzen verschoben werden konnte. Um die Druckgradienten am Auslass weiter zu verringern, wurden parallel zu den Auslasssteuerkanten Vorauslassschlitze im Gehäuse angeordnet.

Diese Maßnahmen konnten das akustische Verhalten soweit verbessern, dass der Eaton Lader inzwischen zur Aufladung von PKW-Motoren eine hohe Verbreitung bei Serienfahrzeugen von DaimlerChrysler [35], Jaguar [29] und BMW [70] gefunden hat.

➤ Schraubenlader

Der Schraubenlader, der auch zur Gruppe der Rotationskolbenlader gehört, wurde erstmals 1956 eingesetzt und zwar von der Schweizer Firma Saurer zur Aufladung von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren [74], obwohl das Prinzip der Schraubenmaschine zu diesem Zeitpunkt bereits lange bekannt war [95]. Abb. 19 zeigt ein Schnittbild eines modernen Schraubenladers der Fa. Opcon Autorotor [69].

Schraubenlader, mit ihrer inneren Verdichtung, erreichen auch bei hohen Ladedruckverhältnissen einen hohen Wirkungsgrad. Eine wesentliche Voraussetzung dafür sind geringe Spaltmassenströme. Dazu müssen zum einen die Spalthöhen minimiert und zum anderen relativ hohe Umfangsgeschwindigkeiten, bis etwa $u = 150 \text{ m/s}$, realisiert werden.

Die Betriebsspalthöhen werden durch Geometrieoptimierung sowie durch die Beschichtung von Rotor- und Gehäuseteilen erreicht. Letztere trägt während der Einlaufphase zur Minimierung der Betriebsspalthöhen bei.

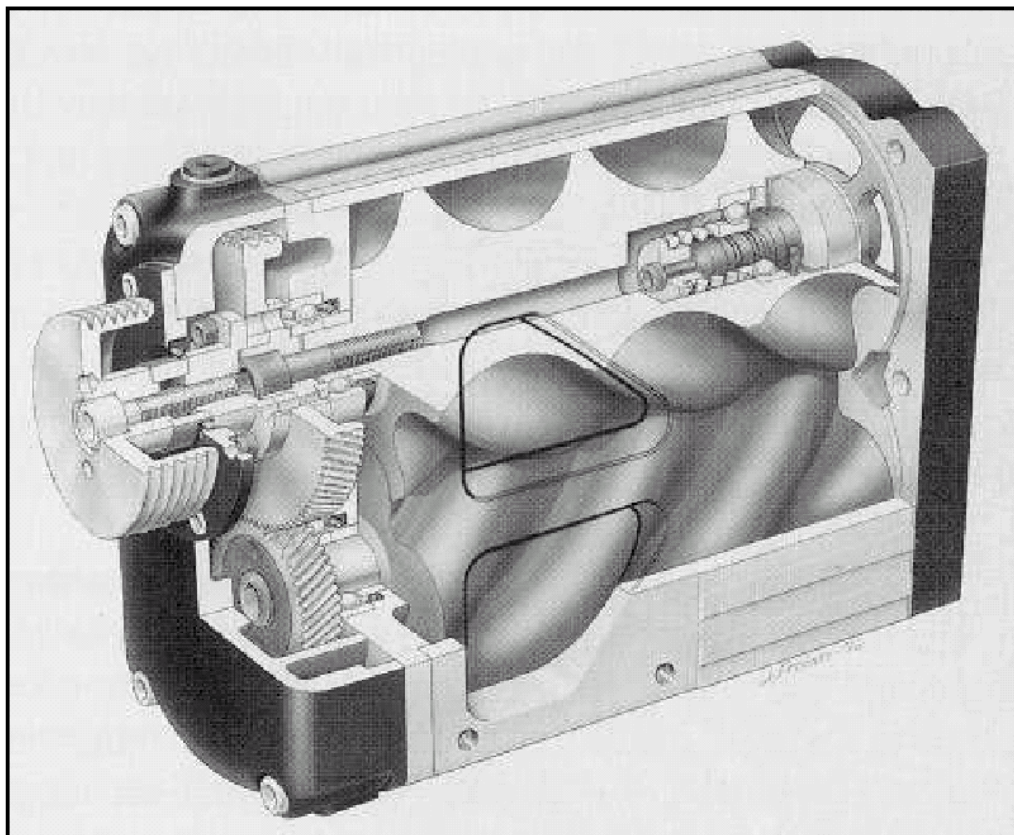


Abb. 19 Schnittbild eines Opcon-Autorotor Schraubenladers [69]

Schraubenlader weisen noch ein hohes Entwicklungspotential auf. Neben dem Einsatz laderinterner Ladedrucksteuerorgane zur Wirkungsgradverbesserung, auf die später noch im Detail eingegangen wird, zielen viele Aktivitäten auf eine vereinfachte Fertigung ab. Ein Beispiel hierfür ist der in Abb. 19 dargestellte Opcon-Autorotor Schraubenlader. Neben einer Minimierung der Teilezahl werden viele Bauteile endmaßnah im Strangpressverfahren aus Aluminium gefertigt, um so die kostenintensive spanende Bearbeitung zu reduzieren. Auch aus Kunststoff gegossene Rotoren und Gehäuse, zur Reduzierung von Gewicht und Massenträgheitsmoment, befinden sich zur Zeit in der Entwicklung und haben bereits einen befriedigenden Entwicklungsstand erreicht.

➤ Strömungslader

Wegen seines günstigen isentropen Wirkungsgrads wurde immer wieder auch der Einsatz des Strömungsladers (Radialverdichter) zur mechanischen Aufladung erprobt. Dabei gilt es allerdings zwei prinzipbedingten Nachteilen zu begegnen. Zum einen läuft ein Strömungslader auf einem Drehzahlniveau, das gegenüber der Drehzahl des damit aufzuladenden Motors in etwa das zwanzigfache beträgt. Bei hubraumkleinen Motoren mit entsprechend kleinen Verdichtern ergeben sich dadurch Übersetzungsverhältnisse von über fünfzig, und es ist nicht einfach, für solch ein hohes Übersetzungsverhältnis ein Getriebe mit ausreichend hohem Wirkungsgrad darzustellen. Zum anderen müsste, wie dies bereits zu Abb. 11 ausgeführt wurde, das Getriebe im Übersetzungsverhältnis variabel sein, damit auch im unteren Motordrehzahlbereich ein ausreichend hoher Ladedruck bereitgestellt werden kann, wofür eine entsprechend hohe Laderdrehzahl erforderlich ist. Als ein relativ weit entwickeltes Beispiel dieser Bauart sei der in Abb. 20 dargestellte ZF-Turmat-Lader herausgegriffen, der für Motor-Hubvolumina von 2 bis 3,5 Liter vorgesehen ist. Bei diesem Aggregat wird der Radialverdichter über einen Riementrieb mit variablem Übersetzungsverhältnis und einem laderinternen Planetengetriebe zur Drehzahlanpassung angetrieben. Die maximale Rotordrehzahl beträgt $n_{\max} = 80000 \text{ min}^{-1}$.

Neben seinem hohen isentropen Wirkungsgrad zeigt der Strömungslader auch bei der Geräuschemission positive Eigenschaften, da hier die geräuschanregenden Druckpulsationen infolge der kontinuierlich arbeitenden Strömungsmaschine nicht auftreten.

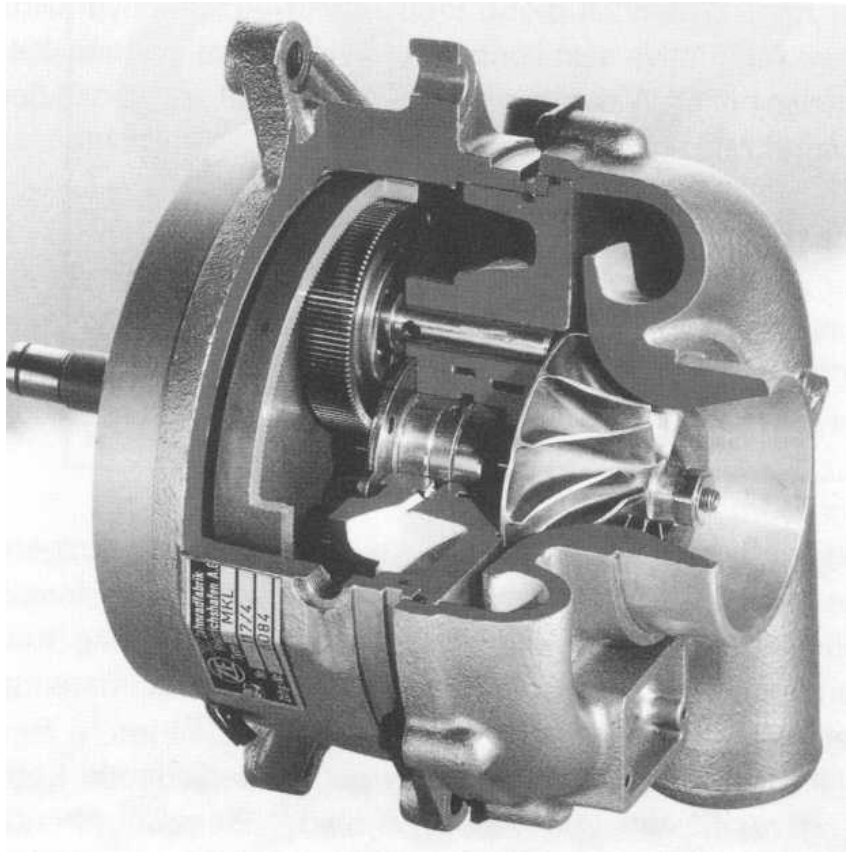


Abb. 20 Der ZF-Turmat-Lader als Beispiel für einen mechanisch angetriebenen Strömungslader [29]

Die enorme Komplexität des Antriebs führt zu hohen Herstellungskosten. Seine hohe Massenträgheit wirkt sich wiederum, aufgrund der hohen erforderlichen Drehzahlen, nachteilig auf das Beschleunigungsverhalten aus.

Trotz des hohen Verdichterwirkungsgrads ergibt sich aufgrund der hohen Reibleistung der Antriebskomponenten ein eher niedriger Gesamtwirkungsgrad.

Zur Zeit werden mechanisch angetriebene Strömungslader nicht in Serienfahrzeugen eingesetzt, lediglich für den Aftermarketsektor werden Nachrüstlösungen in Kleinststückzahlen hergestellt [28],[64]. Weitere Anwendung findet der Strömungslader als sogenannter e-Booster, bei dem ein Elektromotor einen Strömungslader antreibt, der dem Verdichter eines Abgasturboladers in Reihe vorgeschaltet wird. Diese zweistufige Verdichtung ermöglicht ein insgesamt höheres Ladedruckniveau in Betriebspunkten, in denen vom Motor zu wenig Abgasenergie zur Verfügung steht.

Laderexterne Ladedruck-Steuereinrichtungen

Abhängig von der jeweiligen Kombination aus Verbrennungsmotor und (mechanischem) Lader ist bei konstantem Übersetzungsverhältnis des Laderantriebs unter Umständen schon zur Erzielung einer günstigen Volllast-Ladedruck-Charakteristik eine Ladedrucksteuerung erforderlich. Diese ist in jedem Fall aber für den Teillastbetrieb des Ottomotors erforderlich.

Unter den möglichen Verfahren zur Laststeuerung sei als erstes der *Externe Bypass* betrachtet, durch den verdichtete Luft von der Druckseite des Laders auf die Saugseite zurückgeführt wird (Abb. 9). Mit zunehmender Öffnung der Bypassklappe (BY) erhöht sich bei gegebener Ladercharakteristik ($n_L = \text{const.}$ in Abb. 21) das Schluckverhalten des "Verbrauchers", zu dem nunmehr neben dem Verbrennungsmotor (Motorschlucklinie $n_M = \text{const.}$) auch noch der Bypass (-Luftstrom) zählt. Dadurch verschiebt sich der Laderbetriebspunkt von A nach B', der Motorbetriebspunkt von A nach B. Der dem Motor angebotene Massenstrom verringert sich dabei von $\dot{m}_A$ auf $\dot{m}_B$. Gleichzeitig sinkt die aufzubringende Laderarbeit, wie dies aus den zugehörigen Arbeitsflächen im p, V -Diagramm eines Laders mit innerer Verdichtung (z.B. Schraubenlader) der Abb. 21 zu entnehmen ist, da der Lader den Massenstrom jetzt nur noch auf den Ladedruck p_B verdichten muss. Mit dem *Externen Bypass* kann der Durchsatz nicht weiter als bis auf $\dot{m}_C$ gesenkt werden, was dem Durchsatz des ungedrosselten Saugmotors entspricht. Zur weiteren Lastreduzierung und der dazu erforderlichen Durchsatzverringering muss dann zusätzlich die Drosselkappe (DK) enger gestellt werden.

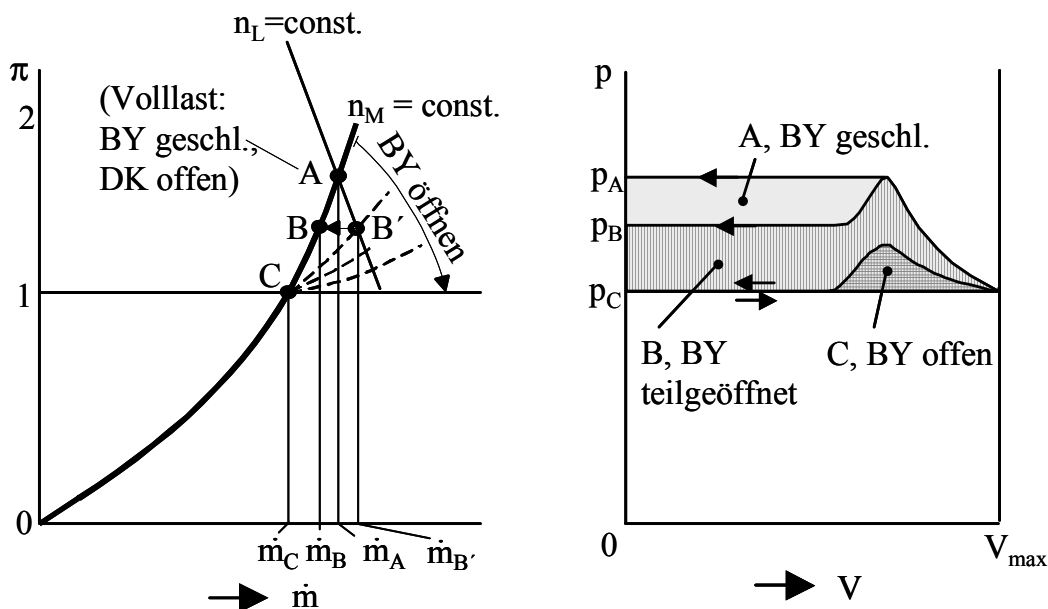


Abb. 21 Laststeuerung des Lader-Motorsystems durch einen externen Bypass (BY)

Abb. 22 stellt, wiederum ausgehend von Volllastpunkt A, die Situation dar, dass die Betriebspunkte B und C durch alleinige Verstellung der Drosselklappe DK eingestellt werden. Dass diese Vorgehensweise nachteiliger ist als die zu Abb. 21 geschilderte, lässt sich aus dem Vergleich der zugehörigen p, V -Diagramme erklären. War zum Betriebspunkt C die Verdichterarbeit gemäß Abb. 21 verschwindend gering, so entsteht gemäß Abb. 22 (reine DK-Steuerung) eine relativ große Arbeitsfläche.

Zur Darstellung von Lastpunkten unterhalb der „Saugmotor-Volllast“ (C), Betriebspunkt D, ist zweckmäßiger Weise der *Externe Bypass* voll zu öffnen und zusätzlich die DK entsprechend zu schließen.

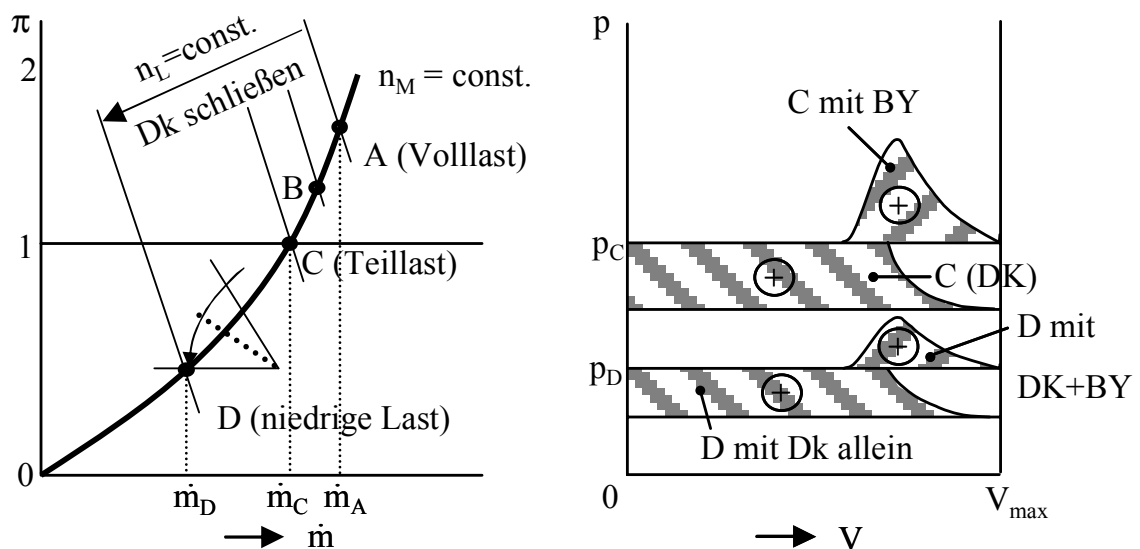


Abb. 22 Laststeuerung des Lader-Motorsystems durch Drosselklappe (DK) und externen Bypass (BY)

Laderinterne Ladedruck-Steuereinrichtungen

Bei Verdrängerladern mit innerer Verdichtung erscheint es sinnvoll, den Ladedruck dadurch zu steuern, dass durch ein laderinternes Steuerorgan das Maß der inneren Verdichtung genau dem erforderlichen Ladedruck angepasst wird. Abb. 23 zeigt dazu schematisch zwei an Schraubenladern schon angewandte Prinzipien.

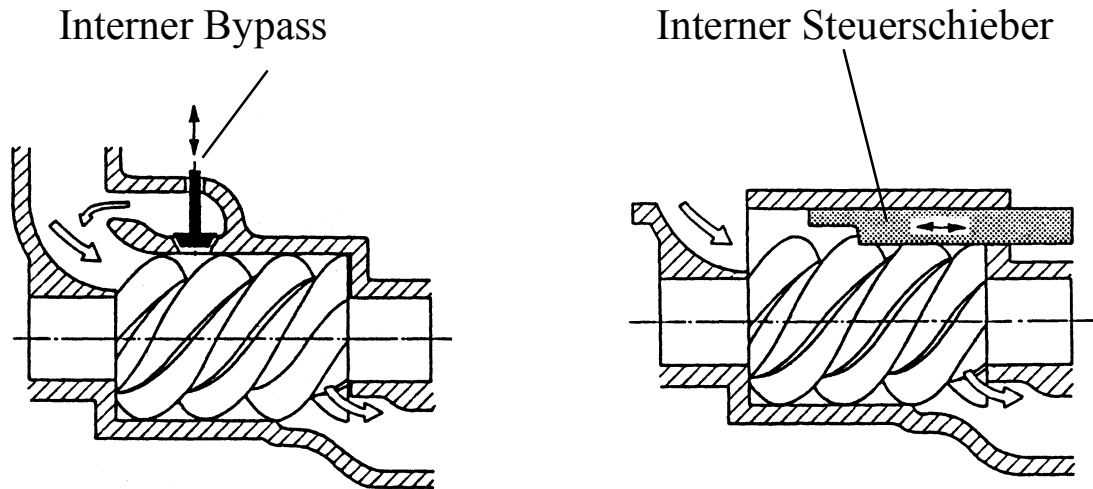


Abb. 23 Ladedrucksteuerungskonzepte mit internen Steuerorganen für Schraubenlader [74]

Der Einsatz eines internen Steuerschiebers auf der Einlassseite ermöglicht es über entsprechende Verstellung des Schiebers, den Ladedruck p_2 bis auf das für sehr niedrige Motorteillasten erforderliche Maß (unterhalb des Atmosphärendrucks p_1) abzusenken. Dazu muss der Einlassschieber (ES) so gestellt werden, dass die Zahnücken der Schraubenmaschine bereits vor Erreichen des maximalen Kammervolumens abgeschlossen werden. Abb. 24 verdeutlicht die Funktionsweise dieses Prozesses. Zwischen den Positionen 1 und 2 des Hauptrotors wird die Ladeluft angesaugt, die Kammer füllt sich. Nachdem in Arbeitspunkt 2 die Kammer nach Überschreiten der Steuerkante verschlossen ist, erfolgt mit zunehmendem Volumen der Zahnücke von 2 nach 3 eine Expansion, bevor während der darauf folgenden Kompression von 3 nach 4 das Arbeitsgas bis auf den angestrebten Ladedruck p_2 verdichtet wird. Anschließend erfolgt das Ausschleiben der Ladeluft bis zum Arbeitspunkt 5.

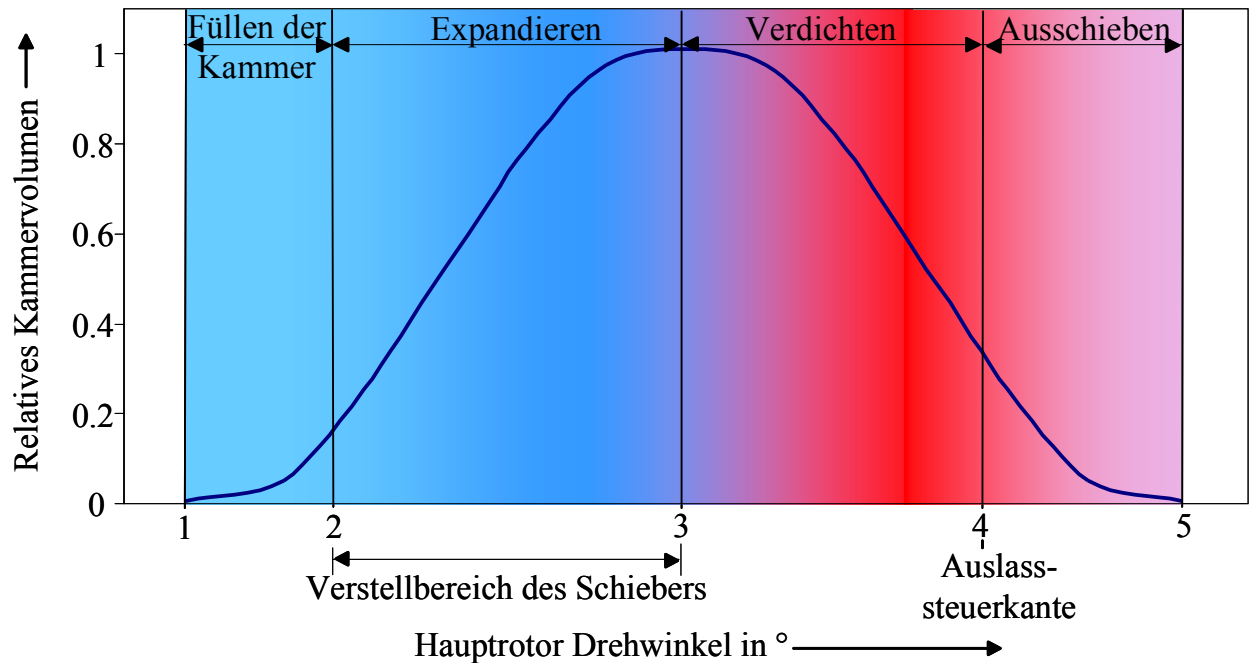


Abb. 24 Schematische Funktionsweise eines laderinternen einlassseitigen Steuerschiebers

Mit Verstellung des einlassseitigen Steuerschiebers verändert sich die Laderkennlinie, in Abb. 25 links dargestellt, wie diejenige bei Betätigung der Drosselklappe DK (vgl. Abb. 22). Deutliche Unterschiede zeigen sich jedoch in den dazugehörigen p,V -Diagrammen. Aus der Laststeuerung mittels Einlassschieber resultiert eine negative Arbeitsfläche (1-2-3-4-5), das heißt, der Lader liefert Nutzarbeit, die er an die Kurbelwelle des Motors zurückspeisen kann. Ein Vergleich mit dem Anfahren des Betriebspunktes C durch Engerstellen der Drosselklappe zeigt, dass dabei die zugehörige Arbeitsfläche (6-3-4-5) positiv wird, also eine zuzuführende Arbeit darstellt und dementsprechend energetisch ungünstiger ist als der einlassseitige Steuerschieber.

Soll der über einen ES gesteuerte Lader seinem Hauptzweck entsprechen, nämlich einen Ladedruck $p_2 > p_B$ liefern, der also größer als der Umgebungsdruck ist, so ist der ES so zu verstellen, dass die Einlasssteuerkante die Zahnlücken bei maximalem Kammervolumen abschließt. Bei weiterer Drehung der Rotoren nimmt das Zahnlückenvolumen ab und die Füllung wird verdichtet, bis die druckseitige Steuerkante überfahren wird.

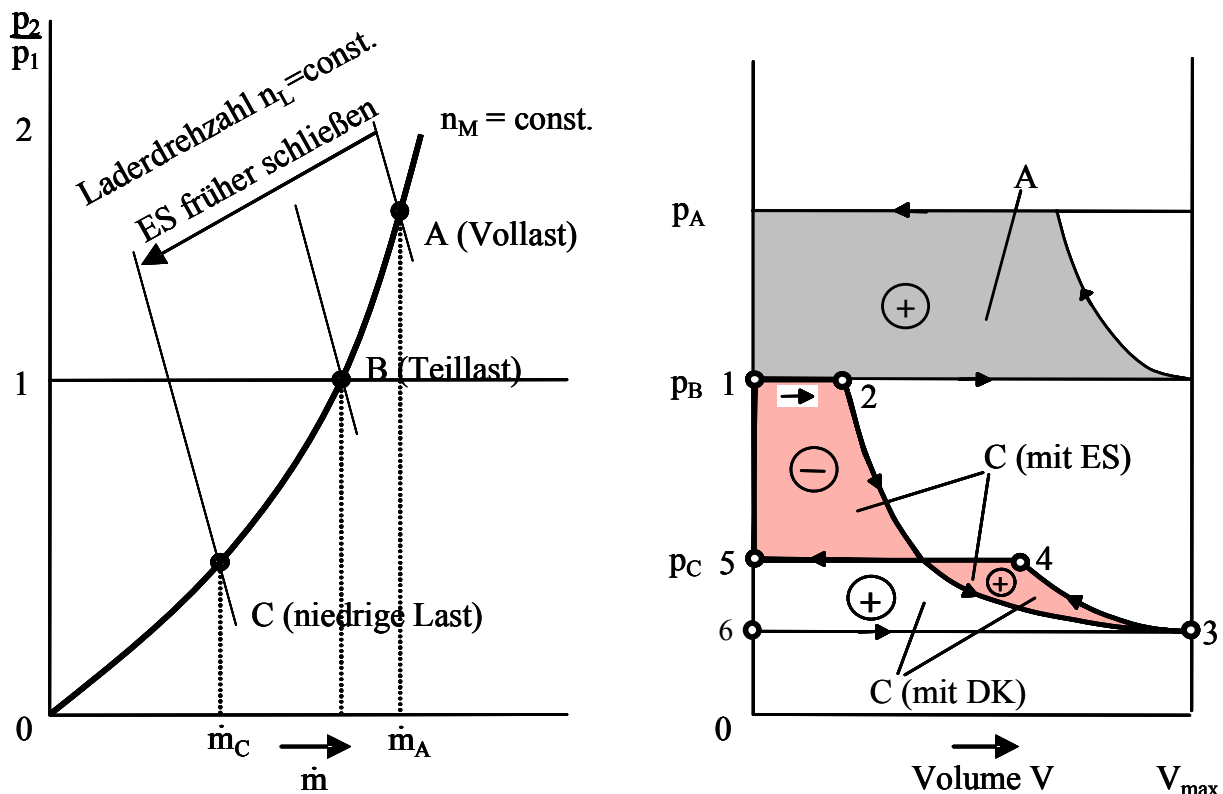


Abb. 25 Ladedrucksteuerung durch einen laderinternen Steuerschieber

Intern wirkende Steuereinrichtungen können sowohl auf der Einlassseite als auch auf der Auslassseite eingesetzt werden und ermöglichen eine Anpassung des inneren Volumenverhältnisses an den jeweiligen Betriebspunkt und damit eine Optimierung des Wirkungsgrades. Einlassseitige Steuerschieber gehören bei Schraubenkompressoren in Kälteanlagen zum Stand der Technik [74] und wurden auch bereits erfolgreich am Ottomotor getestet [42]. Im Motorteillastbereich ermöglicht der Steuerschieber eine Absenkung des Ladedrucks unterhalb des Atmosphärendrucks gemäß Abb. 25 (Arbeitspunkt C mit ES). Somit findet in dem Schraubenlader eine Expansion statt und der Lader liefert Nutzarbeit an die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors zurück. Da dieser Schraubenkompressor sowohl als Kompressions- als auch als Expansionsmaschine arbeitet, spricht man von einem Hybrid-Schraubenlader, oder auch von einem SCREW-Lader¹.

Einen weiteren Vorteil bietet die Schiebersteuerung bei der Anpassung des inneren Volumenverhältnisses an das anliegende Druckverhältnis beim Öffnen der Arbeitskammer zur Minimierung der verdrängerlader-typischen Geräuschemission. Aufgrund des beträchtlichen Bauaufwandes für die Implementierung der Steuerschieber im Ladergehäuse haben die Steuerschieber allerdings bisher noch keine Anwendung in der Serie gefunden.

¹ SCREW: Schraubenmaschine mit Compressorischer Respektive Expansiver Wirkung

Nach längerer Pause (Saurer 1956) werden Schraubenlader derzeit wieder serienmäßig in verschiedenen Fahrzeugen eingesetzt. Die kompakte Bauform des Schraubenladers mit seinen guten Packageigenschaften ermöglichen einen platzsparenden Einbau zwischen den Zylinderbänken bei Motoren mit V-Anordnung, wie beispielsweise beim Miller-Motor des Mazda Xedos 9 oder dem Mercedes SLK32 AMG [68].

3.3 Bewertung der Aufladeaggregate

In [32][37][45] und [57] sind bereits verschiedene Aufladeaggregate vergleichend untersucht worden. Dabei war es oberstes Ziel, ein für den konkreten Anwendungsfall optimales Aufladeaggregat in Bezug auf das Betriebsverhalten auszuwählen. Für den Einsatz in modernen Fahrzeugen ist das Betriebsverhalten aber nicht alleine ausschlaggebend, sondern es müssen darüber hinaus auch die wirtschaftlich relevanten Kriterien berücksichtigt werden.

Aufgrund der technischen Weiterentwicklung der Lader, sowie optimierter Produktions- und Fertigungsverfahren, haben sich in den letzten Jahren deutliche Fortschritte ergeben, die eine neue Bewertung der Aufladeaggregate sinnvoll erscheinen lassen. Es ist also zu prüfen, welche Anforderungen an heute verwendete Aggregate zur Aufladung kleinvolumiger Ottomotoren gestellt werden, und inwieweit diese Anforderungen von den einzelnen Aggregaten erfüllt werden. Nach einer entsprechend erarbeiteten Matrix zur technisch wirtschaftlichen Bewertung nach der VDI-Richtlinie 2225 kann dann für den konkreten Anwendungsfall der geeignetste Lader durch Gewichtung der Bewertungskriterien gefunden werden.

Die Aufladeaggregate werden nach Bewertungskriterien jeweils mit Punktzahlen von 0-4 bewertet. Dabei erfolgt die Bewertung aufgrund der mit einem System theoretisch erreichbaren optimalen Werte und nicht ausgehend von bereits in Produktion befindlichen Systemen. Vier Bewertungspunkte stellen eine optimale Kriterienerfüllung dar.

Anhand der durch das Antriebskonzept gegebenen Randbedingungen ist eine Gewichtung der einzelnen Kriterien jeweils durch einen Faktor zwischen 0 und 1 vorgegeben.

Bei der Laderauswahl sollten zunächst die sog. 'K.O.-Kriterien' berücksichtigt werden, also die Kriterien, die zu einem kompletten Wegfall eines Aufladeaggregates führen. 'K.O.-Kriterien' stellen die Kriterien dar, die mit maximaler Punktzahl, also 1, gewichtet werden. Ein derartiges 'K.O.-Kriterium' könnte vor allem der 'Maximal erreichbare Ladedruck' sein. Ist ein solches Kriterium definiert, so sollten alle Alternativen, die hier nicht mindestens 3 Punkte erreichen, gestrichen werden.

Durch Aufsummieren der Produkte aus Gewichtung und Bewertungspunktzahl der einzelnen Kriterien kann dann für die einzelnen Aufladeaggregate eine Gesamtbewertung ermittelt werden. Das Aufladeaggregat mit der höchsten Punktzahl sollte schließlich in der weiteren Konzeptphase die höchste Beachtung finden.

Folgende Kriterien werden bei der Bewertung der Aufladesysteme im Rahmen dieser Untersuchung berücksichtigt:

- Steuerbarkeit durch Abschaltung oder laderinterne Verfahren: Zur Minimierung der Laderantriebsleistung im Teillastbetrieb ist eine Steuerung erforderlich. Die Realisierbarkeit einer internen Steuerung, wie sie bereits im vorherigen Kapitel beschrieben wurde, die eine direkte Anpassung von gefördertem Massenstrom und Ladedruckverhältnis im Lader erlaubt, ist besonders wünschenswert.
- Maximales Ladedruckverhältnis $\pi_{L,max}$: Das maximal erreichbare Ladedruckverhältnis stellt besonders bei Downsizing-Konzepten eine ganz wesentliche Größe dar. Im Rahmen dieser Untersuchung wird ein maximales Ladedruckverhältnis von $\pi_{L,max} = 3.0$ gefordert.
- Ladedruckverlauf: Der ideale Lader kann in allen Betriebspunkten den maximalen Ladedruck bereitstellen.
- Maximaler Wirkungsgrad: Der maximal erreichbare Wirkungsgrad stellt in Bezug auf Wirtschaftlichkeit des Motor-Lader-Systems ein entscheidendes Bewertungskriterium dar.
- Wirkungsgradverbesserung durch interne Steuerung: Dieses Kriterium bewertet die durch eine Steuerung erreichbare Steigerung des Laderwirkungsgrads im Teillastbereich.
- Instationäres Betriebsverhalten: Für einen schnellen Ladedruckaufbau muss bei kleinvolumigen Ottomotoren mit Abgasturboaufladung das Massenträgheitsmoment des Abgasturboladers besonders niedrig sein.
- Kompatibilität mit Abgasnachbehandlungssystemen: Abgasnachbehandlungssysteme wie Rußfilter und Katalysatoren dürfen in ihrem Verhalten durch das Aufladeaggregat nicht ungünstig beeinflusst werden. Mechanische Aufladeaggregate sind dabei vorteilhaft.
- Geräuschemission: Dieses Kriterium bewertet die Geräuschemissionen durch saug- und druckseitig angeregte Druckausgleichsvorgänge. Unter Umständen kann sich das Geräuschverhalten bei sportlichen Fahrzeugen aber auch positiv auf das "Sound-Engineering" auswirken.
- Packaging: Aufgrund der zunehmenden Motorperipherie und der Anzahl an Zusatzaggregaten im Motorraum (elektronische Stellglieder, Klimakompressor, etc.) sind kompakte, frei positionierbare Aggregate vorteilhaft.

- Gewicht: Zur Reduzierung der Gesamtfahrzeugmasse sind möglichst leichte Aufladeaggregate anzustreben. Neben dem Lader müssen hier auch die erforderlichen Hilfskomponenten (Laderantrieb, Krümmer...) Berücksichtigung finden.
- Lebensdauer: Die Standzeit eines Laders ist abhängig von seiner Komplexität und sollte sich möglichst über die gesamte Motorlebensdauer erstrecken
- Wartungsaufwand: Der Lader sollte wartungsfrei und ohne weitere Nebenkosten jederzeit betriebsbereit sein
- Verfügbarkeit: Dieses Kriterium berücksichtigt die derzeitige Verfügbarkeit am Markt, bzw. eine kurzfristige Weiterentwicklung möglicher Prototypen.
- Herstellungskosten: Sie sind ein entscheidendes Kriterium für die Serienproduktion und hängen stark von der Stückzahl, dem Fertigungsverfahren und der Bauteilkomplexität ab. Auch die erforderliche Peripherieerweiterung, (42 V Bordnetz für eu-ATL) muss berücksichtigt werden.

Tab. 2 stellte eine Bewertungsmatrix zur Auswahl eines geeigneten Aufladeaggregats für den Einsatz zum Extrem-Downsizing von Ottomotoren dar. Da insbesondere untersucht werden soll, inwieweit eine mögliche laderinterne Laststeuerung den Motorgesamtwirkungsgrad verbessern kann, erhält das Bewertungskriterium 'Steuerbarkeit' die Gewichtung 1. Somit kommen der Druckwellenlader, der Roots-lader sowie der mechanisch angetriebene Strömungslader für die Untersuchungen nicht weiter in Betracht. Das Bewertungskriterium 'Maximaler Ladedruck' wird ebenfalls als 'K.O.-Kriterium' mit 1 gewichtet wird, da extremes Downsizing bereits bei niedrigen Volumenströmen sehr hohe Ladedrücke erfordert. Dadurch fallen auch der Abgasturbolader und der eu-ATL infolge ihrer Pumpgrenze aus der engeren Laderwahl heraus. Die Kriterien Herstellungskosten, Wartungsaufwand und Verfügbarkeit sind für diese Untersuchung von untergeordneter Priorität.

Unter Berücksichtigung aller Randbedingungen zeigt der SCREW-Lader mit 29,2 Punkten das größte Verwendungspotential. Ähnlich gute Bewertungen ergeben sich für den innenachsigen Lader und den Spirallader, der Schraubenlader zeigt aber insbesondere bei der Steuerbarkeit einen Vorteil, aufgrund der relativ einfach zu realisierenden Konstruktion. Die einfache Bauweise des Schraubenladers lässt eine längere Lebensdauer erkennen und auch die Verfügbarkeit stellt, aufgrund der bereits erhältlichen unregelmäßigen Maschinen, einen Vorteil dar. Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch den hohen Erfahrungsschatz durch den langjährigen Einsatz in Kältemaschinen.

Im Folgenden soll nun für das Gesamtsystem eines mit einem einlassschiebergesteuerten Schraubenlader (SCREW) aufgeladenen Ottomotors zunächst unter Verwendung der Motorprozesssimulation untersucht werden, welcher Gesamtwirkungsgrad erzielt werden kann. Da die Abgasturboaufladung das zur Zeit dominierende Aufladeverfahren darstellt, soll die Abgasturboaufladung die Vergleichsbasis für die SCREW-Aufladung darstellen.

Neben der Simulation werden die verschiedenen Motorvarianten später auch auf einem Motorprüfstand im stationären und dynamischen Betrieb vermessen und miteinander verglichen.

Tab. 2 Bewertungsmatrix zur Auswahl des bestgeeigneten Aufladeaggregats für hubraumkleine Ottomotoren

Bewertungskriterium	Gewichtung [0-1]	Abgasturbolader		Druckwellen lader	mechanische Lader					
		ATL	eu-ATL		Rotationskolbenlader			Spirallader	Hubkolbenl.	Strömungsl.
					Rootslader	SCREW	innenachs. Lader			
Steuerbarkeit	1	3	4	1	1	4	3	3	3	2
Maximales Ladedruckverhältnis	1	2	2	4	1	4	4	4	4	2
Ladedruckverlauf	0.7	2	4	3	3	3	3	3	3	0
Max. Wirkungsgrad	0.9	4	4	4	1	4	4	4	3	3
Wirkungsgradverbesserung durch interne Steuerung	0.8	2	3	1	2	3	3	2	2	1
Instationäres Betriebsverhalten	0.9	1	3	3	3	3	2	3	1	2
Abgasnachbehandlungseignung	0.7	1	2	0	4	4	4	4	4	4
Geräuschemission	0.4	4	4	2	1	1	0	1	1	2
Packaging	0.7	3	2	1	2	2	2	2	0	2
Gewicht	0.7	3	2	1	2	2	2	3	0	2
Lebensdauer	0.7	3	2	3	3	3	2	1	2	2
Wartungsaufwand	0.5	3	3	3	3	2	2	2	1	2
Verfügbarkeit	0.3	4	0	2	3	3	2	1	1	2
Herstellungskosten	0.2	4	1	2	2	2	2	2	1	3
erreichte Punktzahl		24.6	26.4	21	20.2	29.2	25.9	26.1	19.9	19.3

4 Motorprozess-Simulation

Die Motorprozesssimulation ist zu einem unverzichtbaren Werkzeug bei der Entwicklung von Motoren geworden. Der enorme Zeit- und Kostendruck bei der Entwicklung von Fahrzeug- und Motorkonzepten hat dazu beigetragen, dass bereits in der frühen Entwicklungsphase die Simulation eingesetzt wird, um so den Aufwand für den Prototypenbau zu reduzieren. Fehlentwicklungen können früh erkannt und auch die Zahl der Prüfstandsversuche deutlich reduziert werden. Auch im fortgeschrittenen Entwicklungsstadium stellt die Simulation ein hilfreiches Werkzeug bei der Detaillierung des gesamten Motors dar.

4.1 Motorprozess-Simulationsprogramm

Zur rechnerischen Untersuchung des Gesamtsystems Motor-Lader wurde im Rahmen dieser Arbeit ein an der Forschungsstelle damals bereits vorhandenes, modular aufgebautes Programmsystem zur Simulation des dieselmotorischen Prozesses derart erweitert, dass auch ein beliebig aufgebauter Ottomotor simuliert werden kann.

Dieses Programmsystem kann den Gesamtprozess des Ottomotors sowohl in stationären wie auch in dynamischen Betriebsphasen simulieren. Es unterteilt sich in die Teilsysteme Motor, Lader, Ladeluftkühler sowie Ein- und Auslassleitung.

Durch den modularen Aufbau des Programmsystems war die erforderliche Erweiterung dieses nulldimensionalen Zylindermodells zur Berücksichtigung mehrerer Zylinder, unterschiedlicher Aufladeverfahren und variabler Leitungssysteme möglich.

Die Simulation der zylinderinternen Vorgänge des Ottomotors erfolgt durch die zeit- bzw. kurbelwinkelabhängige Berechnung der Zustandsgrößen des Arbeitsgases im Zylinder während eines Arbeitsspiels. Hierzu wird ein nulldimensionales Einzonenmodell angesetzt, das demgemäß nur zeitliche Zustandsänderungen des als homogen angesehenen Arbeitsgases berücksichtigt. Das Arbeitsgas wird als quasiideales Gas angesehen, d.h. es gelten die Gesetze für ideale Gase, für die kalorischen Zustandsgrößen wird jedoch deren Abhängigkeit von Temperatur und Gaszusammensetzung berücksichtigt.

Die Freisetzung der Verbrennungsenergie im Zylinder, der sogenannte Brennverlauf, der über eine thermodynamische Analyse von Zylinderdruckmessungen ermittelt werden kann, ist dem Programm entweder punktweise oder durch einen Ersatzbrennverlauf nach Vibe [98] vorzugeben.

Die Modellierung des Leitungssystems erfolgt im Wesentlichen nach der Füll- und Entleermethode, bei der das Leitungssystem als Verknüpfung von Behältern angesehen wird, deren Zustandsänderungen, ähnlich wie die im Zylinder, quasistationär beschrieben werden. Zur Berücksichtigung der in der Realität instationären Vorgänge in den Gaswechselleitungen, die speziell für die am Zylinder angeschlossenen Ein- und Auslassleitungen von Bedeutung sind, wurde der Programmbaustein derart erweitert, dass unter Anwendung der Akustischen Theorie die vor Einlass- und nach Auslassventil instationären Druckverläufe berechnet werden können.

Die Übergänge zwischen den Behältern werden als Drosselstellen aufgefasst, durch die Massenströme entsprechend dem anliegenden Druckverhältnis fließen, wobei jeder dieser Gasströme Energie entsprechend seiner Enthalpie transportiert. Bestimmt werden die Massenströme mit der Durchflussgleichung. Dafür müssen die effektiven Querschnitte bekannt sein, die in stationären Strömungsversuchen zu ermitteln sind. Für die Drosselklappe des Ottomotors werden der effektive Querschnitt als Funktion des Drosselklappenwinkels vorgegeben, die effektiven Querschnitte am Ein- und Auslassventil werden in Abhängigkeit vom Ventilhub und vom Wirkdruckverhältnis an einem Durchflussprüfstand messtechnisch bestimmt.

Die das Aufladeaggregat charakterisierenden Größen Massenstrom und Wirkungsgrad werden aus den zugehörigen Kennfeldern in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Drehzahl mit einem zweidimensionalen Oberflächenspline interpoliert. Der im Rahmen dieser Arbeit eigens dafür programmierte Interpolationsalgorithmus bietet den großen Vorteil, das Kennfeld durch nicht-äquidistante Stützstellen der Simulation vorgeben zu können.

Da bereits einige Veröffentlichungen zur Simulation des thermodynamischen Motorprozesses auf der Basis dieses Programmpakets existieren [8], [72], werden hier nur die speziell angepassten Modellansätze erläutert.

4.2 Modellierung des Saugrohrs

Zur Berechnung der durch die Ein- und Auslassventile strömenden Massenströme muss insbesondere während der Ladungswechselphase der jeweils vor dem Einlass- bzw. nach dem Auslassventil instationäre Druck bekannt sein. Die Modellierung dieser instationären Vorgänge erfolgt unter Anwendung der akustischen Theorie [106], siehe dazu Abb. 26.

Dabei wird von folgender Modellvorstellung ausgegangen: Dem im Saugrohr unter dem Ruhedruck p_0 befindlichen Arbeitsgas wird mit Öffnen des Einlassventils eine Saugwelle überlagert, die mit Schallgeschwindigkeit an den Anfang des Saugrohrs läuft, dort am offenen Rohrende als Druckwelle reflektiert wird, die nunmehr ebenfalls mit Schallgeschwindigkeit zum Einlassventil zurückläuft. Die Berücksichtigung dieser dem Ruhedruck p_0 überlagerten Druckwelle liefert einen anderen (momentanen) Massenstrom durch das Einlassventil, als wenn man nur den Ruhedruck p_0 berücksichtigen würde. Zum Ruhedruck ist noch anzumerken, dass dieser kein zeitlich konstanter Wert ist, sondern der über die Füll- und Entleermethode berechnete zeitliche Druckverlauf.

Wie in Abb. 26 schematisch dargestellt, wird der einzelne Zylinder betrachtet, dessen saugseitige Gaswechselleitung aus einem glatten Rohr der Länge l_2 mit konstantem Querschnitt A_2 besteht.

Am ventilseitigen, rechten Rohrende des Einlasskanals gilt folgende Randbedingung:

$$\frac{dm_{2A}}{d\varphi} = -\frac{dm_E}{d\varphi} . \quad (4.1)$$

Dabei ist $\frac{dm_E}{d\varphi}$ die je Grad Kurbelwinkel in den Zylinder einströmende Gasmasse und

$\frac{dm_{2A}}{d\varphi}$ die aus der Einlassleitung ausströmende Gasmasse.

$$\Delta t_l = \frac{2 \cdot l_2}{a_2} \quad (4.5)$$

bzw. die in Grad Kurbelwinkel ausgedrückte Laufzeit

$$\varphi_l = \Delta t_l \cdot \omega, \quad (4.6)$$

um zum Rohrende zu gelangen und, nachdem sie am offenen Rohrende mit der Bedingung

$$c_r = c_l \quad (4.7)$$

reflektiert wurde, wieder zum Ventil zurückzulaufen, so dass gilt:

$$c_{2r}(\varphi) = c_{2l}(\varphi - \varphi_l), \quad (4.8)$$

d.h.

$$c_{2l}(\varphi) = \frac{\omega}{A_2 \cdot \rho_2} \cdot \frac{dm_{2A}}{d\varphi} - c_{2l}(\varphi - \varphi_l). \quad (4.9)$$

Damit ergibt sich für den Druck vor dem Einlassventil:

$$p_2 = p_0 + a_2 \cdot \rho_2 \cdot [c_{2l}(\varphi) - c_{2l}(\varphi - \varphi_l)]. \quad (4.10)$$

Da es sich hier um einen instationären Vorgang handelt, muss zunächst der Einschwingvorgang berechnet werden. Vor dem Öffnen des Einlassventils gilt zunächst die Bedingung $p_2 = p_0$. Während der Zeit $\varphi_{E0} < \varphi < (\varphi_{E0} + \varphi_l)$ gilt für die Geschwindigkeit der rechtslaufenden Welle:

$$c_{2r}(\varphi) = c_{2l}(\varphi - \varphi_l) = 0. \quad (4.11)$$

Sobald das Einlassventil geöffnet ist, werden die berechneten Werte für c_{2l} abgespeichert und phasenverschoben als c_{2r} -Werte wieder aus dem Speicher ausgelesen. Nach dem Schließen des Einlassventils wird $\frac{dm_{2A}}{d\varphi} = 0$ und Gl. (4.11) geht über in

$$c_{2l}(\varphi) = -c_{2l}(\varphi - \varphi_l). \quad (4.12)$$

Gl. (4.12) stellt die Reflexionsbedingung für die Druckwelle am geschlossenen Rohrende dar. Im Folgenden, bis das Einlassventil wieder öffnet, läuft die Druckwelle zwischen offenem Rohrende und geschlossenem Einlassventil hin und her. Bei der Berechnung des nächsten Arbeitsspiels stehen bei $\varphi_{E\ddot{o}}$ für c_r bereits Werte aus dem ersten Arbeitsspiel zur Verfügung. Nach ca. drei Durchrechnungen ist der Vorgang eingeschwungen.

Abb. 27 zeigt einen Rechnungs-Messungs-Vergleich zum Luftmassenstrom über der Drehzahl bei Volllast für den in dieser Arbeit betrachteten Modellmotor. Dabei zeigt sich, dass die nulldimensionale Berechnung, d.h. ohne jede Berücksichtigung der instationären Strömungsvorgänge im Saugrohr, den Massenstrom nicht zufriedenstellend darstellen kann. Die Übereinstimmung des unter Anwendung der Akustischen Theorie berechneten Massenstromverlaufs kann hingegen als brauchbar bezeichnet werden. Deutlich zu erkennen ist der Einfluss des mit 0,31 m relativ kurzen Saugrohrs, welches besonders im oberen Drehzahlbereich einen hohen Luftmassenstrom unterstützt.

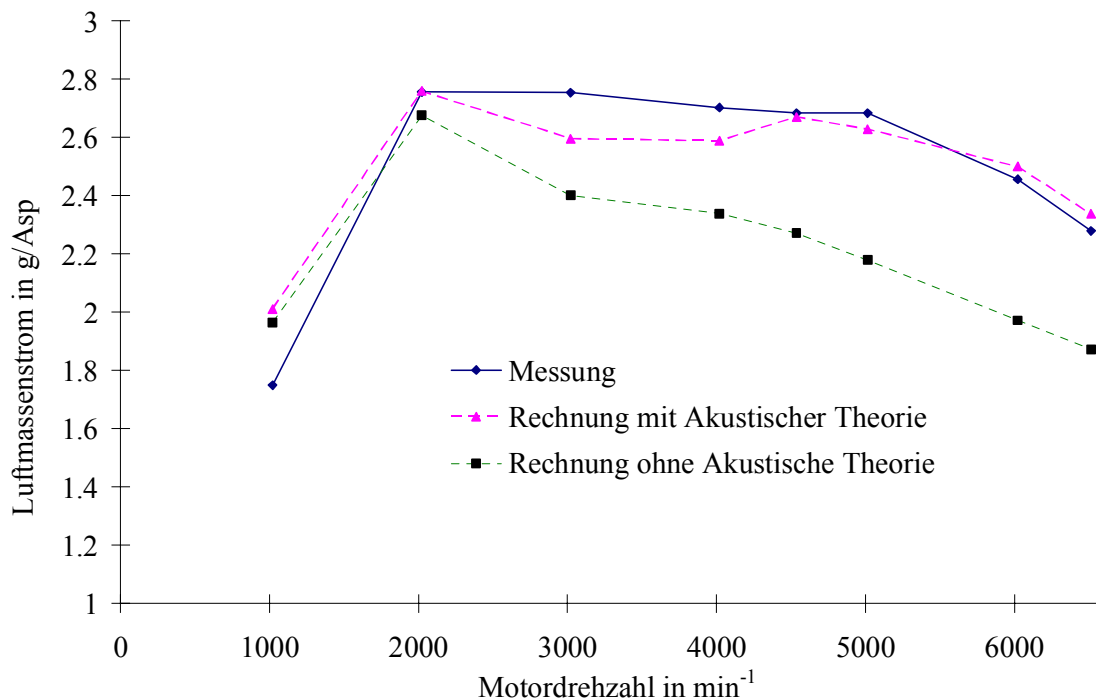


Abb. 27

Rechnungs-Messungs-Vergleich zum Luftmassenstrom über der Drehzahl bei Volllast

4.3 Motorreibung

Um den effektiven Mitteldruck aus dem mit der Zylindersimulation berechneten indizierten Mitteldruck bestimmen zu können, muss der Reibmitteldruck bekannt sein. Dazu sind aus der Literatur zwar einige halbempirische Ansätze bekannt, die jedoch auf den jeweils betrachteten Motor erst abzustimmen sind.

Für den hier betrachteten Modellmotor wurde aus den gemessenen Kennfelddaten ein empirischer Ansatz zur Berechnung des Reibmitteldruckes erarbeitet, der die Motordrehzahl n_M und den indizierten Mitteldruck p_{mi} als Einflussparameter berücksichtigt.

Der indizierte Mitteldruck wurde dabei aus gemessenen Zylinderdruckverläufen und der effektive Mitteldruck aus dem am Prüfstand gemessenen effektiven Drehmoment ermittelt. Abb. 28 zeigt einen Simulations-Messungs-Vergleich für den Reibmitteldruck. Die mittlere Abweichung beträgt 3,78%.

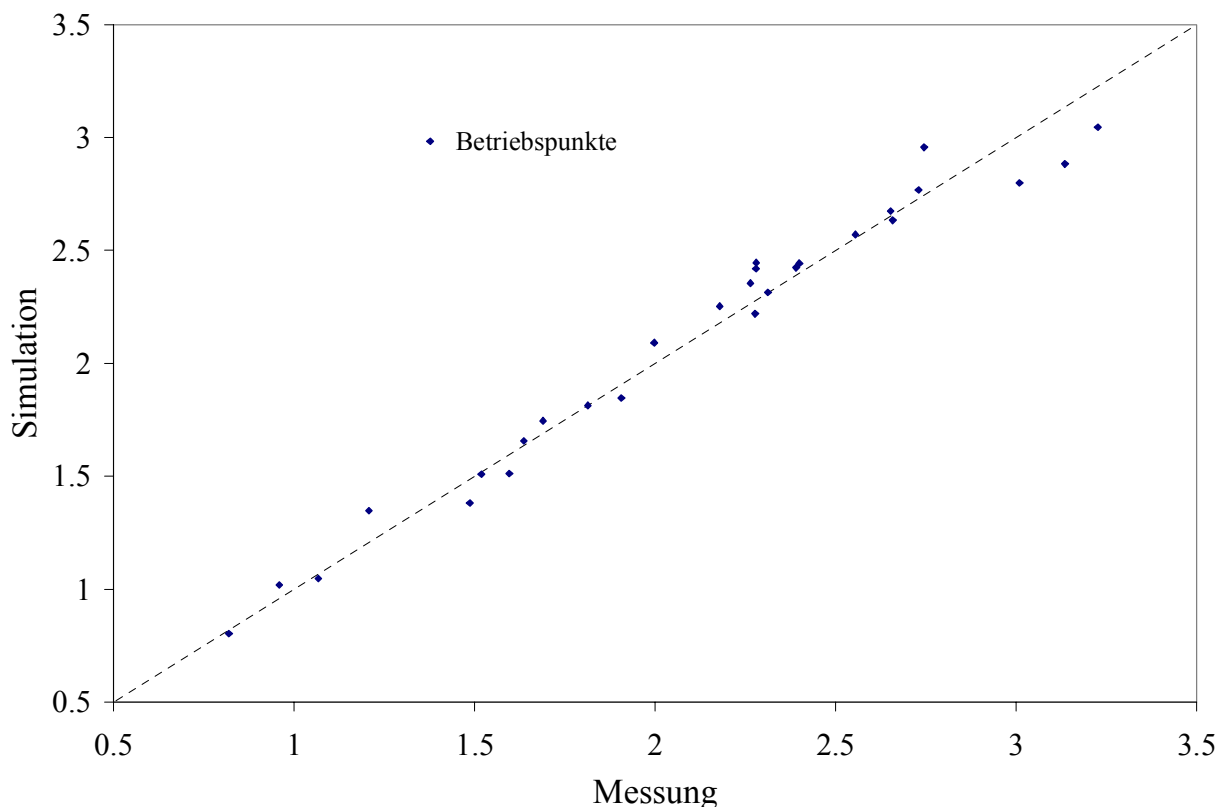


Abb. 28 Simulations-Messungs-Vergleich für den Reibmitteldruck in bar

Für die später in dieser Arbeit noch folgenden Downsizing-Untersuchungen ist jedoch ein komplexeres Reibmodell erforderlich, das neben dem Last-, Drehzahl- und

Ladedruckeinfluss zusätzlich konstruktive Parameter, wie die Motorgröße und damit das Hubvolumen, die Zylinderanzahl und die Bauart berücksichtigt. In der Literatur existieren zwar bereits Modellansätze, die das tribologische Verhalten beschreiben [90],[108], diese Modelle verlangen aber zum Teil sehr detaillierte Kenntnisse über die Geometrie einzelner Bauteile und setzen auch bereits die Kenntnis thermodynamischer Prozessgrößen voraus.

Der hier verwendete empirische Ansatz für den Reibmitteldruck [110] lautet wie folgt:

$$\begin{aligned}
 p_{mr}(V_H, z, Bauart, n_M, p_{mi}, p_L) = & \left[(0,2757 \cdot V_H^2 - 0,9623 \cdot V_H + 2,0443) \right. \\
 & \cdot (1 - (-5,9 \cdot z + 23,6)/100) \\
 & \cdot (1 - (0,3479 \cdot V_H + 2,5141)/100) \\
 & \cdot \left(1 - \left(\frac{1,48 - (0,191 \cdot n_M / 1000 + 0,3349)}{1,48 \cdot 3,374} \right) \right) \\
 & \cdot \left(0,25 \cdot \left(1 - \frac{p_{mi}}{10} \right) \right) \left. \right] \\
 & \cdot \left(1 + \left(\frac{(0,048 \cdot p_L + 0,252) - 0,3}{0,3} \right) \cdot 0,333 \right) + 0,04 .
 \end{aligned} \tag{4.13}$$

Gl. (4.13) gilt nur für Motoren der Reihen-Bauart. In [110] finden sich auch Ansätze für V-Motoren und VR-Motoren. Völlig unberücksichtigt bleibt die konstruktive Gestaltung des Ventiltriebs mit seiner Ventilanzahl. Die brauchbare Übereinstimmung dieses Modells mit der Realität belegt Abb. 29 exemplarisch für einen 3-Zylinder-Reihen-Ottomotor mit 1 l Hubraum und 40kW Nennleistung. Es zeigt sich eine gute Korrelation zwischen Messung und Rechenmodell für Betriebspunkte aus dem gesamten Kennfeld, mit einer mittleren Abweichung von 2,6 %.

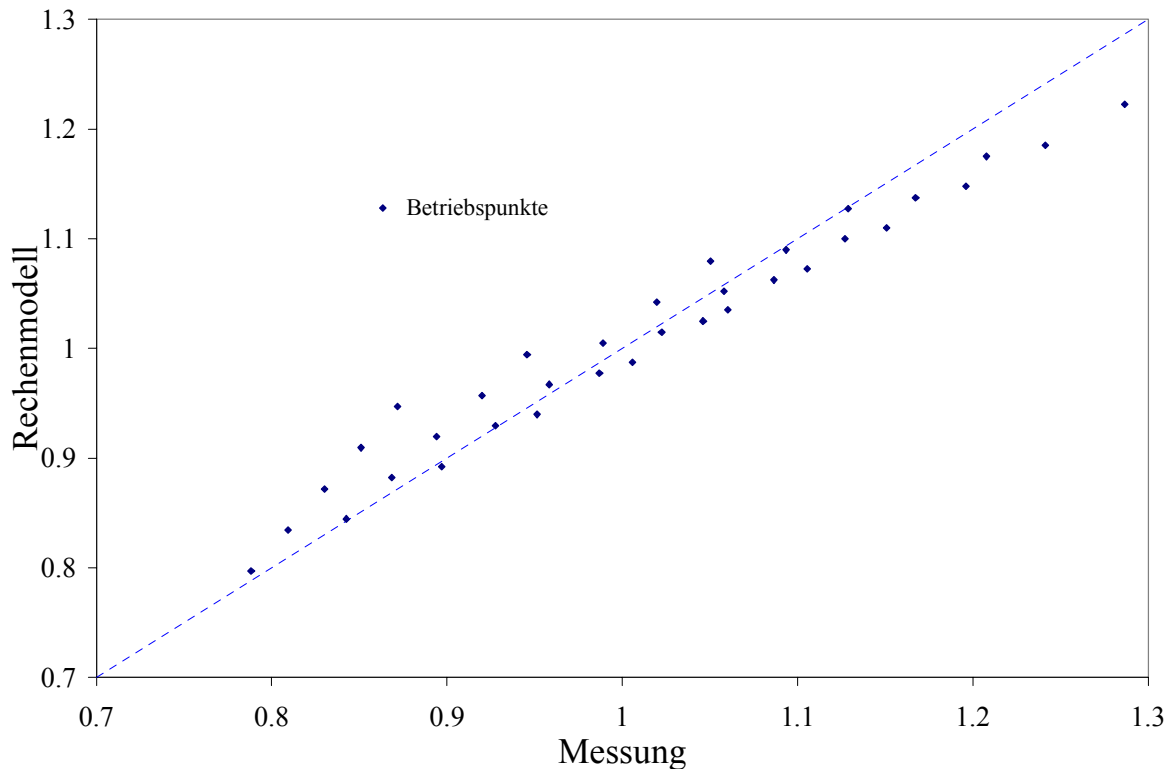


Abb. 29 Rechnungs-Messungs-Vergleich für den Reibmitteldruck bei Verwendung des Rechenansatzes gemäß Gl. (4.13)

4.4 Brennverlauf

Die Energiefreisetzung im Zylinder wird durch den so genannten Brennverlauf beschrieben, der die je Grad Kurbelwinkel freigesetzte Verbrennungsenergie darstellt. Sehr genaue Simulationsergebnisse erhält man, wenn der reale Brennverlauf zu jedem Motorbetriebspunkt bekannt ist und der Rechnung direkt vorgegeben wird. Da dieser aber nur selten bekannt ist, versucht man die Modellierung der Verbrennung im Rahmen der Motorprozesssimulation durch so genannte Ersatzbrennverläufe möglichst exakt anzunähern. Eine weitere Möglichkeit zur Beschreibung der Wärmefreisetzung stellen so genannte phänomenologische Modelle dar, die ausgehend vom bekannten Einspritzverlauf den Brennverlauf vorausberechnen können. In letzter Zeit wird häufig auch die Methode der Neuronalen Netze zur Beschreibung des Verbrennungsverhaltens genutzt. Diese hat jedoch den Nachteil, dass dafür bereits vermessene Betriebspunkte aus dem Motorkennfeld vorhanden sein müssen. Sehr bewährt hat sich in der Vergangenheit die Beschreibung der Wärmefreisetzung durch den sog. Ersatzbrennverlauf nach VIBE [98], der auch in dieser Arbeit Verwendung findet.

Zur Berechnung des Ersatzbrennverlaufes nach Vibe werden die drei Parameter

- Zündverzug $\Delta\varphi_{ZV}$ bzw. Verbrennungsanfang φ_A ,
- Brenndauer $\Delta\varphi_{BD}$,
- Vibe-Formparameter m

benötigt. Diese Parameter sind vom jeweiligen Motorbetriebspunkt abhängig und können in Abhängigkeit der für einen Referenzbetriebspunkt bekannten Werte durch entsprechende Umrechnungsvorschriften für alle anderen Motorbetriebspunkte ermittelt werden.

Allgemeine Abhängigkeiten zur Umrechnung der Vibe-Parameter für Ottomotoren wurden bereits von Csallner [11] angegeben, diese führten aber bei dem hier verwendeten Versuchsmotor mit 5-Ventil-Zylinderkopf nur zu bedingt brauchbaren Ergebnissen. Andere Umrechnungsvorschriften finden sich bei Neugebauer [62], die bereits durch umfangreiche Prüfstandsuntersuchungen bestätigt wurden und auch hier zur Anwendung kommen. Nach diesen können für einen beliebigen Motorbetriebspunkt die zu einem Referenzpunkt bekannten Parameter wie folgt umgerechnet werden:

$$\Delta\varphi_{ZV} = (\Delta\varphi_{ZV_0} \cdot \lambda) + \frac{1}{2} \cdot (ZZP - ZZP_0) \quad (4.13)$$

$$\Delta\varphi_{BD} = (\Delta\varphi_{BDV_0} \cdot \alpha_\lambda) + \frac{1}{2} \cdot (ZZP - ZZP_0) \quad (4.14)$$

mit

$$\alpha_\lambda = \begin{cases} 1.0 & \text{für } \lambda \leq 1.0 \\ \lambda & \text{für } \lambda \geq 1.0 \end{cases}$$

Der Formparameter m konnte für den hier untersuchten Ottomotor unverändert übernommen werden, da die thermodynamische Analyse vorhandener Druckindizierungen jeweils den gleichen Formfaktor m ergeben hat, so dass gilt:

$$m = m_0. \quad (4.15)$$

Die dem λ -Einfluss folgenden Umrechnungen basieren auf dem Referenzwert $\lambda_0 = 1,0$ und sind in dem Bereich von $\lambda_0 = 0,8$ bis $1,1$ gültig. Abb. 30 zeigt exemplarisch die gute Übereinstimmung von gemessenem und vorausberechnetem Zylinderdruckverlauf mit zugehörigem realen und nach Vibe vorausberechneten Brennverlauf bei der Drehzahl von 2000 min^{-1} an der Volllast.

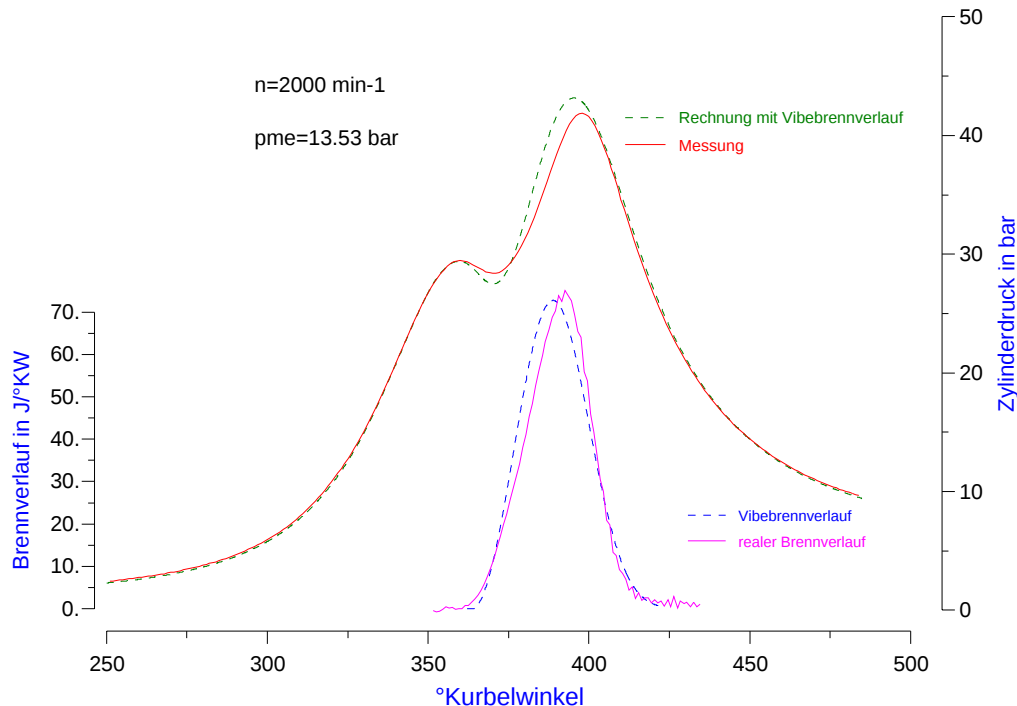


Abb. 30 Gemessener und berechneter Zylinderdruckverlauf sowie realer und vorausberechneter Brennverlauf nach Vibe

4.5 Kennfelddarstellung der Aufladeaggregate

In der Wissenschaft ist es üblich Abhängigkeiten in sehr komplexen Systemen durch geeignete Kennfelder darzustellen. Die Aufnahme dieser Kennfelder geschieht in der Regel experimentell, da die physikalischen Zusammenhänge nicht vollständig geklärt sind und sich deshalb einer mathematischen Formulierung verschließen. Bei der Weiternutzung solcher Kennfelder in Softwaresystemen kann es für eine hohe Rechengeschwindigkeit zudem durchaus von Vorteil sein, die funktionalen Zusammenhänge über Stützstellenfelder und geeignete Interpolationsverfahren zu beschreiben.

Bei der Simulation von aufgeladenen Motoren ist man auf die Kennfelder der Aufladeeinheit angewiesen. Die Kennfelder werden in der Regel von den Herstellern geliefert und müssen der Simulation als Stützstellen vorgegeben werden, zwischen denen die Interpolation mit geeigneten Verfahren interpoliert. Bei Kennfeldern von

Abgasturboladern kommt es sehr häufig vor, dass über die vom Hersteller gelieferten Daten hinaus extrapoliert werden muss. Das ist insbesondere dann der Fall, wenn Motorbetriebspunkte im unteren Lastbereich simuliert werden sollen, wo der Turbolader beispielsweise eines PKW-Motors mit Drehzahlen von ca. 10000 min^{-1} läuft, entsprechende Daten aus dem Kennfeld des Herstellers aber erst für Drehzahlen ab ca. 30000 min^{-1} aufwärts verfügbar sind.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden verschiedene Verfahren zur Interpolation in Turboladerkennfeldern auf ihre Eignung untersucht. Die an ein geeignetes Inter-/Extrapolationsverfahren zu stellenden Hauptanforderungen sind:

1. Die Bereitstellung der Stützstellen sollte möglichst einfach sein. Dazu sollen die Stützstellen den Isolinien direkt entnommen werden können, um bereits beim Übertragen der Kennfelder in das Dateisystem Ablesefehler zu vermeiden.
2. Aus 1. folgend ist es zwingend erforderlich, dass der Interpolationsalgorithmus nicht auf eine äquidistante Stützstellenverteilung angewiesen ist.
3. Die Berechnung muss für jeden beliebigen Punkt auf der Oberfläche durchführbar sein und darf nicht zu einem Programmabbruch führen.
4. Die Rechenzeit muss kurz sein, da das Interpolationsprogramm als Unteroutine auch für weitere Interpolationen genutzt werden soll.

Es gibt nur wenige Verfahren, die nicht auf eine äquidistante Stützstellenverteilung angewiesen sind. Programmiert wurden hier die Thin-Plate-Splineinterpolation und das Regressionsverfahren, die im Folgenden miteinander verglichen werden. Eine genaue Beschreibung der hier verwendeten mathematischen Zusammenhänge findet sich in [30].

Abb. 31 zeigt einen Vergleich der Interpolationsverfahren am Beispiel der Linien konstanter Drehzahlen und isentroper Wirkungsgrade für einen Strömungsverdichter, wie er bei der Abgasturboaufladung am Modellmotor (siehe Abschnitt 6.1) eingesetzt ist.

Während die Thin-Plate-Splineinterpolation den Kurvenverlauf auf die Stützstellen zwingt, wird beim Regressionsverfahren lediglich eine Ausgleichskurve bestimmt. Dies führt, wie am Beispiel der Drehzahllinien zu sehen, zu enormen Fehlern. Im Bereich großer Volumenströme (Stopfgrenze) kann das Regressionsverfahren das Drehzahlverhalten nicht korrekt wiedergeben. Erhöht man jedoch die Stützstellenanzahl, so läuft auch die Regression weitestgehend durch die Stützstellen, wie am Beispiel der Wirkungsgradlinien zu erkennen. Vorteile für die Regression ergeben sich ferner dann, wenn die zu interpolierenden Zahlenwerte Messfehler aufweisen und nicht durch die Stützstellen gezwungen werden sollten.

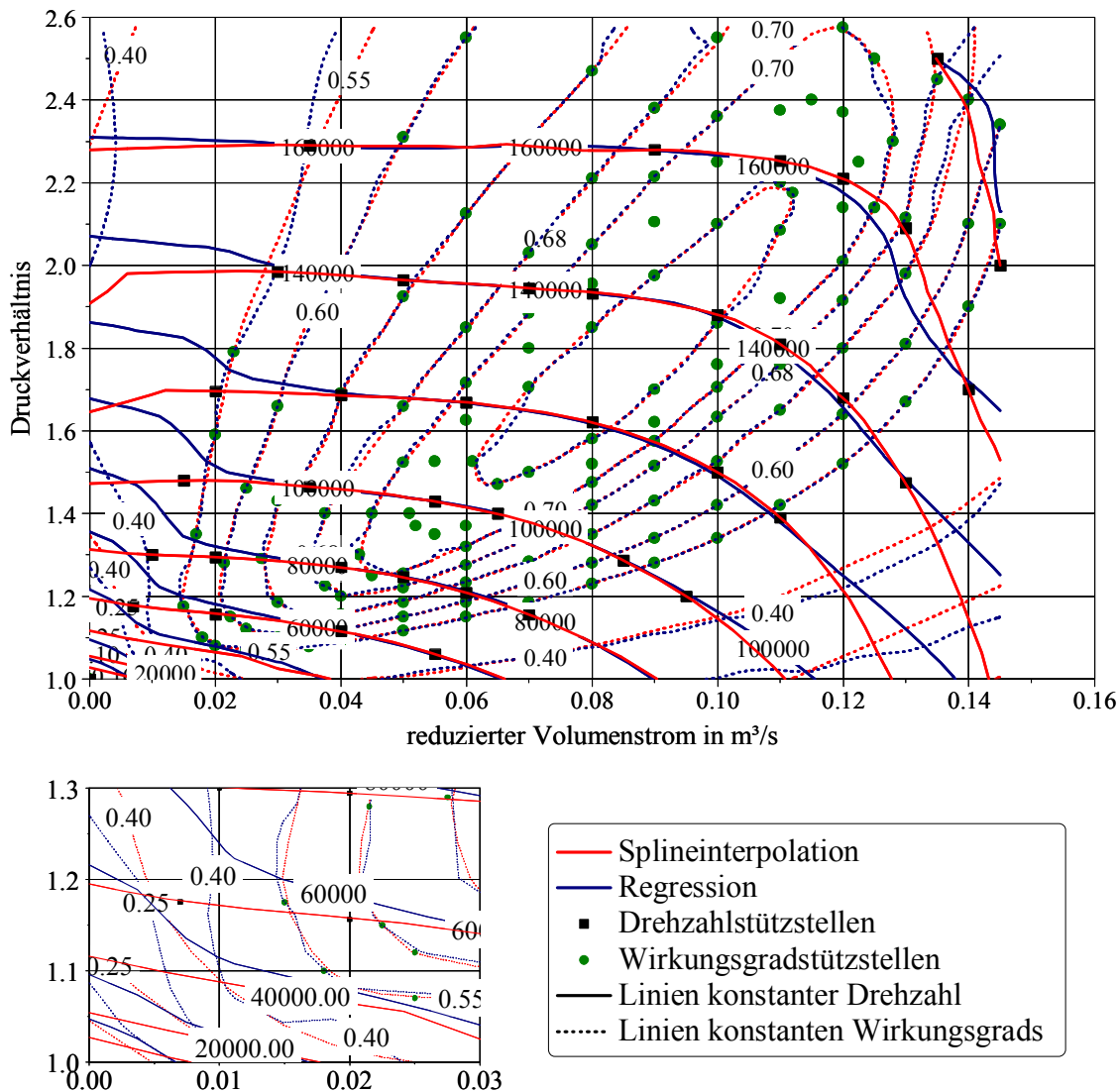


Abb. 31 Vergleich von Thin-Plate-Splineinterpolation und Regression am Beispiel eines Radialverdichter-kennfelds

Wird über den Stützstellenbereich hinaus extrapoliert, der für Motorbetriebspunkte im niedrigen Teillastbereich von Bedeutung ist, ergeben sich besonders große Differenzen zwischen Thin-Plate-Splineinterpolation und Regression. Dies wird deutlich im herausgezoomten Bildausschnitt, der in Abb. 31 links unten dargestellt ist. Sowohl die Drehzahl- als auch die Wirkungsgradlinien werden beim Regressionsverfahren in ihrem Verlauf falsch dargestellt. Die durch Regression bestimmten Linien sind zudem gekennzeichnet von starken Schwingungen. Insgesamt stellt die Thin-Plate-Splineinterpolation die Kurvenverläufe besser dar, so dass dieses Verfahren in dieser Arbeit standardmäßig verwendet wurde.

Die Motorbetriebspunkte im niedrigen Teillastbereich bis hin zum Leerlauf, werden gerade bei Fahrzyklen von Kraftfahrzeugen häufig angefahren. Im realen Motorbetrieb

können am Verdichter auch Druckverhältnisse von $\pi < 1$ anliegen. Bei diesen Betriebszuständen ist die am Verdichter zur Verfügung stehende Turbinenleistung nicht ausreichend, um den vom Motor angesaugten Luftmassenstrom mit einem Druckverhältnis $\pi > 1$ bei entsprechender Verdichterdrehzahl fördern zu können. Während der reale Motor auch in diesen Kennfeldbereichen weiterläuft, kann die Simulation die realen Verdichterwirkungsgrade nicht korrekt extrapolieren. Die berechneten negativen Wirkungsgrade können dann zu Programmabbrüchen führen.

Bei der Simulation mechanisch aufgeladener Motoren, deren Lader mit internen Laststeuereinrichtungen ausgestattet sind, tritt dieses Problem noch viel deutlicher auf, da bei diesen Aufladeaggregaten je nach Drehschieberstellung, auch Druckverhältnisse herunter bis zu $\pi = 0.2$ zu betrachten sind.

Eine sinnvollere Darstellung des Verdichters bei der Simulation ist durch sein Leistungskennfeld gegeben. Die Linien innerer Verdichterleistung verlaufen im Massenstrom-Druckverhältnis-Kennfeld hyperbolisch und sind auch im Übergangsbereich vom Druck- zum Sauggebiet stetig. Dadurch lassen sie sich gut inter- und extrapolieren. Da die innere Leistung ohnehin bekannt ist, und der isentrope Wirkungsgrad am Verdichter nicht direkt gemessen werden kann, sondern einen berechneten Wert darstellt, ergibt sich schließlich noch der Vorteil des geringeren Aufwands für die Erstellung des Datensatzes.

Abb. 32 verdeutlicht die Vorteile dieser Darstellung für den in dieser Arbeit untersuchten Schraubenlader mit Drehschiebersteuerung.

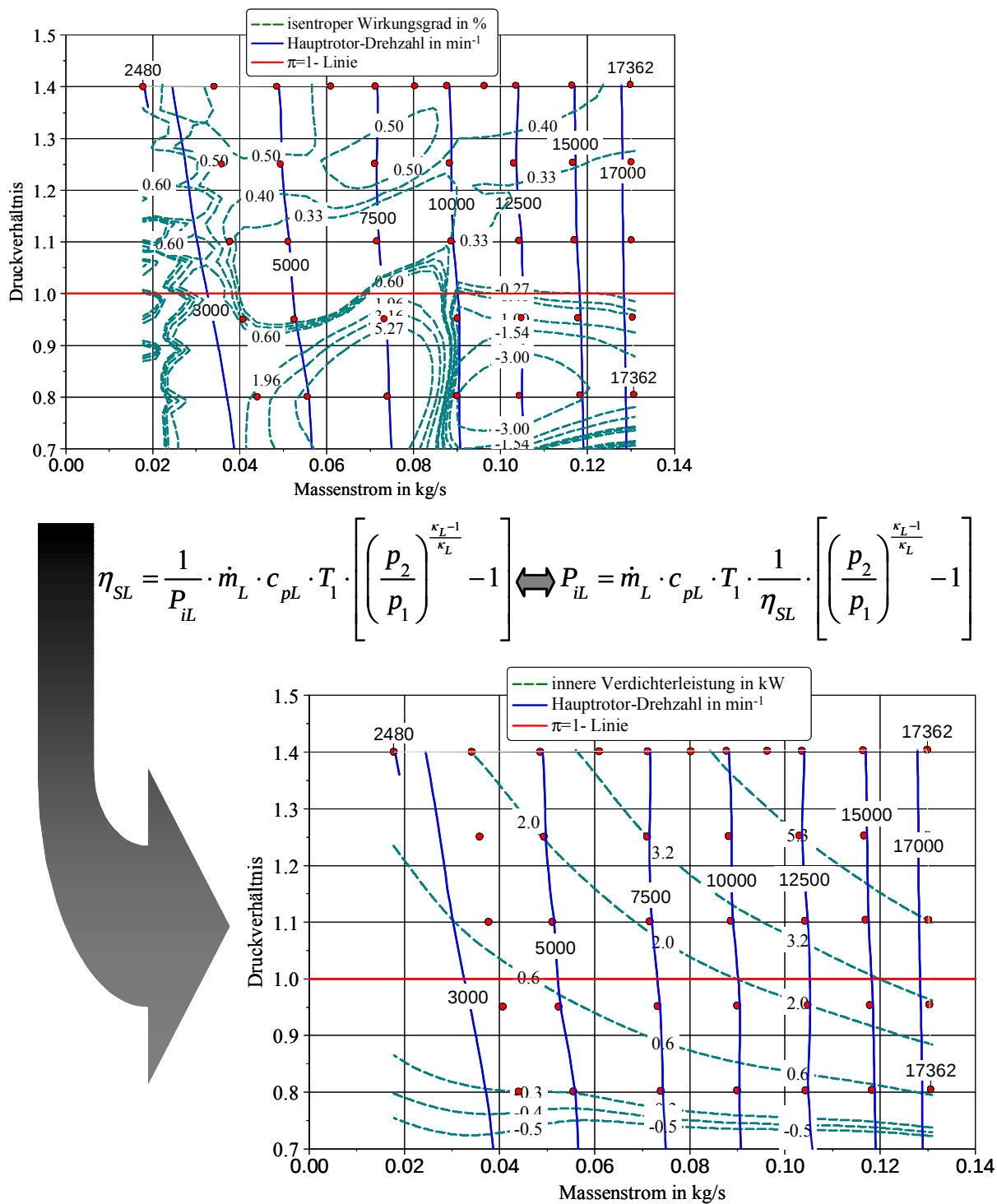


Abb. 32

Isolinien für isentropen Wirkungsgrad (oben) bzw. innere Verdichterleistung (unten) im Kennfeld eines drehchiebergesteuerten Schraubenladers bei mittlerer Schieberstellung

4.6 Ersatzmodelle der zu untersuchenden Motoren

Um den thermodynamischen Prozess eines realen Motors simulieren zu können, muss zunächst sein geometrischer Aufbau in ein dem Rechenmodell entsprechendes Ersatzmodell übertragen werden. Abb. 33 zeigt dieses für den abgasturboaufgeladenen Motor einschließlich seines Gaswechselleitungssystems.

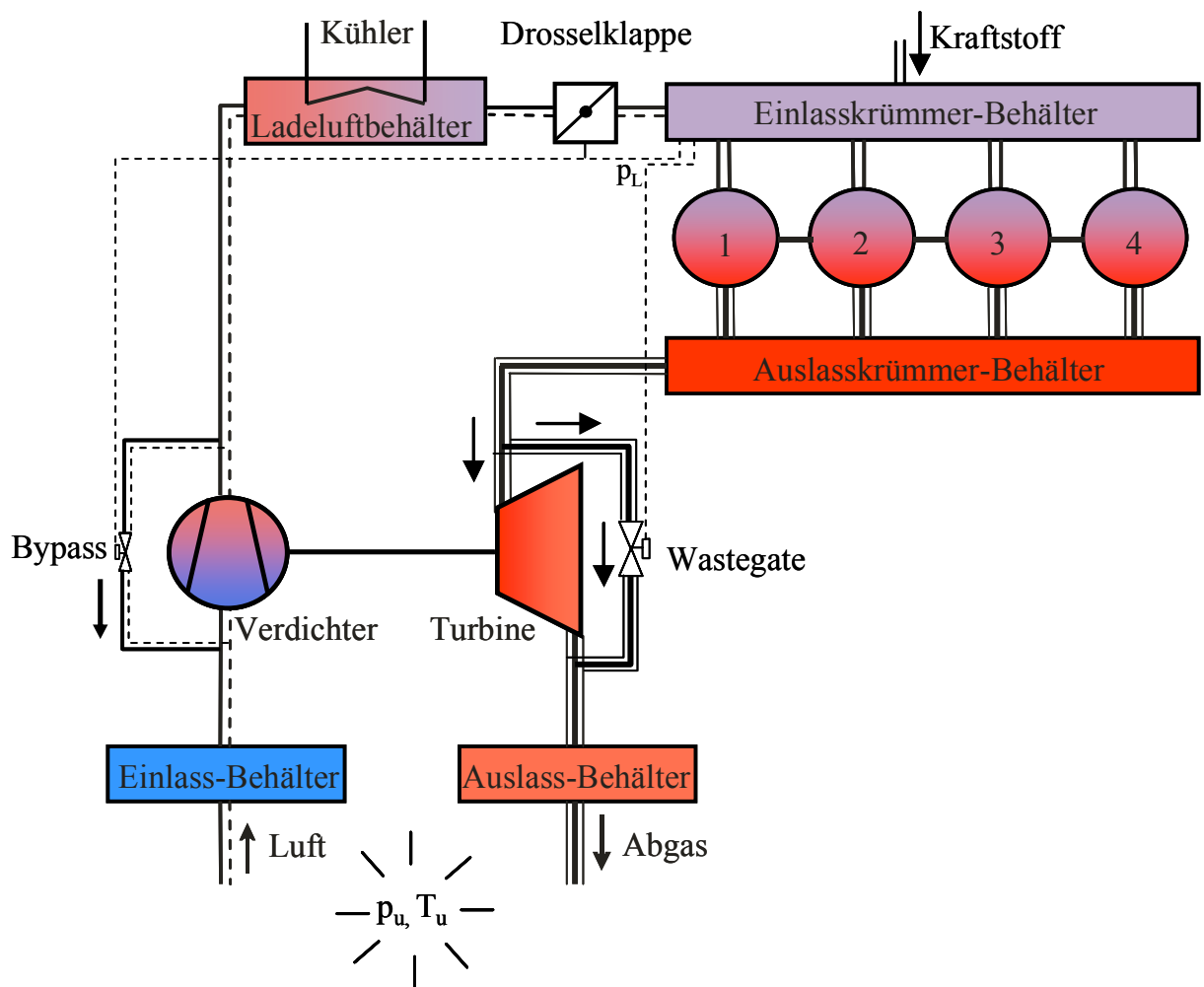


Abb. 33 Schematische Darstellung des Ersatzmodells zum abgasturboaufgeladenen Motor

Die vom Motor angesaugte Umgebungsluft strömt zunächst in den *Einlass-Behälter*, der im Simulationsmodell den Luftfilterkasten und die daran angeschlossenen Leitungen bis zum *Verdichter* repräsentiert. Die beim Verdichten aufgewärmte Luft strömt weiter in

den Ladeluftkühler, modelliert als *Luftbehälter* mit *Kühler*, und über die *Drosselklappe* in den *Einlasskrümmer-Behälter*.

Bei abgasturboaufgeladenen Ottomotoren kann es durch schnelles Schließen der Drosselklappe zum Pumpen des Verdichters kommen, was aber durch schnelles Öffnen des Bypasses vermieden werden kann.

Im Einlasskrümmer wird die vom Steuergerät vorgegebene, λ -geregelte Kraftstoffmenge eingespritzt. Von dort aus strömt das Kraftstoff/Luft-Gemisch durch das Saugrohr über die Einlassventile in die Zylinder. Im Zylinder wird das Arbeitsgas fremdgezündet und die im Kraftstoff chemisch gebundene Energie entsprechend dem vorausberechneten Brennverlauf freigesetzt. Das über die Auslassventile aus den Zylindern strömende Abgas gelangt in den *Auslasskrümmer-Behälter* und beaufschlagt die Abgasturbine bzw. strömt zum Teil an ihr vorbei über das *Wastegate* hin zum *Auslass-Behälter*. Dieser, mit seinem Drosselquerschnitt hin zur Umgebung, repräsentiert die *Auspuffanlage*. Die von der Abgasturbine gewonnene mechanische Energie wird direkt auf den auf einer gemeinsamen Welle sitzenden Verdichter übertragen und zur Verdichtung der Frischluft genutzt.

Bei der Modellierung des Schraubenlader-Motor-Systems (Abb. 34) entfällt die Abgasturbine mit ihrem Wastegate, stattdessen wird die Verdichterleistung von der Kurbelwelle abgenommen, die mit dem Verdichter in einem festen Übersetzungsverhältnis steht.

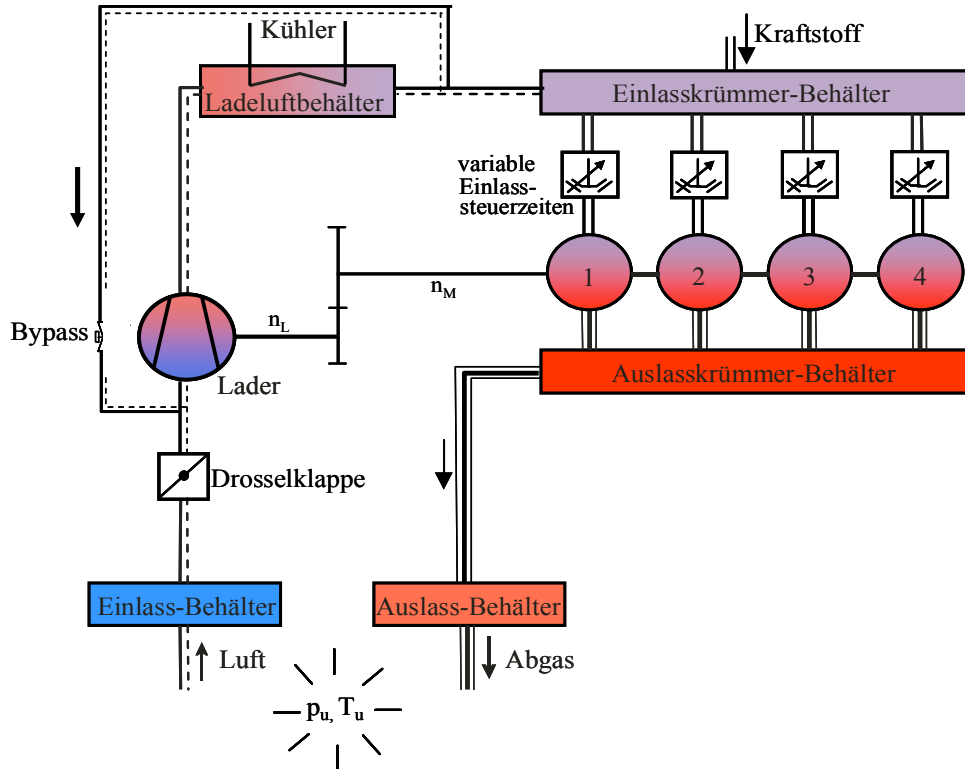


Abb. 34 Schematische Darstellung des Ersatzmodells zum mechanisch aufgeladenen Motor

Anders als beim turboaufgeladenen Motor übernimmt der verdichterseitige Bypass die Funktion der Ladedruck- und damit Motorlastregelung. Prinzipbedingt ist es günstiger die Drosselklappe vor dem Verdichter anzuordnen, da dann der Verdichter im Teillastbetrieb, in dem ja keine Aufladung gewünscht ist, aufgrund des niedrigeren Massenstroms und dem bereits gekühlten rückgeführten Bypassmassenstrom die Verdichterarbeit sinkt. Bei der Abgasturboaufladung ist das jedoch ungünstig, da durch den dabei entstehenden Unterdruck im Verdichter Öl über die Gleitlagerung mit in die Ansaugluft gelangen könnte.

Zur Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens der verschiedenen Motor-Aufladesysteme wurde ein Modellfahrzeug generiert, das weitgehend einem "AUDI A4" entspricht. In Tab 3 sind die technischen Daten des modellierten Fahrzeugs dargestellt.

Tab. 3 Technische Daten des Modellfahrzeugs

Fahrzeugmasse in kg	1350
Frontfläche in m ²	2.03
Luftwiderstandsbeiwert	0.32
dyn.Reifenhalbmesser in m	0.3
Rollwiderstandsbeiwert f ₀	0.008
Rollwiderstandsbeiwert f ₁	0.0014
Rollwiderstandsbeiwert f ₄	0.0003
Wirkungsgrad des Getriebes in %	0.98
Wirkungsgrad des Achsantriebs in %	0.98
Getriebeübersetzungen:	
1. Gang	3.5
2. Gang	2.118
3. Gang	1.3
4. Gang	1.029
5. Gang	0.838
Differentialübersetzung	3.7
Massenträgheitsmomente in kg*m ² :	
Motor	0.2
Laderträgheitsmoment	0.008
Getriebe	0.002
Vorderachse	1.4
Hinterachse	1.38

Die Darstellung der Simulationsergebnisse erfolgt später in einem direkten Rechnungs-Messungs-Vergleich mit den Ergebnissen aus den Motorversuchen.

Die technischen Motordaten sind in **Tab. 4** zusammengefasst.

Tab. 4 Technische Daten des Basismotors

Arbeitsverfahren	Viertakt-Otto
Zylinderanzahl	4 in Reihe
Bohrung in mm	81
Hub in mm	86.4
Gesamthubraum in l	1.781
Verdichtungsverhältnis	9.5
maximale Drehzahl in min^{-1}	6500
Nennleistung in kW	110
bei Drehzahl in min^{-1}	5800
maximales Drehmoment in Nm	210
bei Drehzahl in min^{-1}	1750
Anzahl der Ventile pro Zylinder	5 (3 Einlass-, 2 Auslassventile)
Steuerzeiten in $^{\circ}\text{KW}$ ($\text{ZOT} \cong 360$)	
EÖ	711
ES	969
AÖ	483
AS	751
Aufladeaggregat	ATL Typ: KKK K03 mit integriertem Wastegate

Zur Beurteilung des Verhaltens des ATL-aufgeladenen Basismotors wurde dieser sowohl bei stationärem als auch instationärem Betrieb vermessen. Abb. 36 zeigt zum stationären Betrieb den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von Motordrehzahl und effektivem Mitteldruck im gesamten Motorkennfeld.

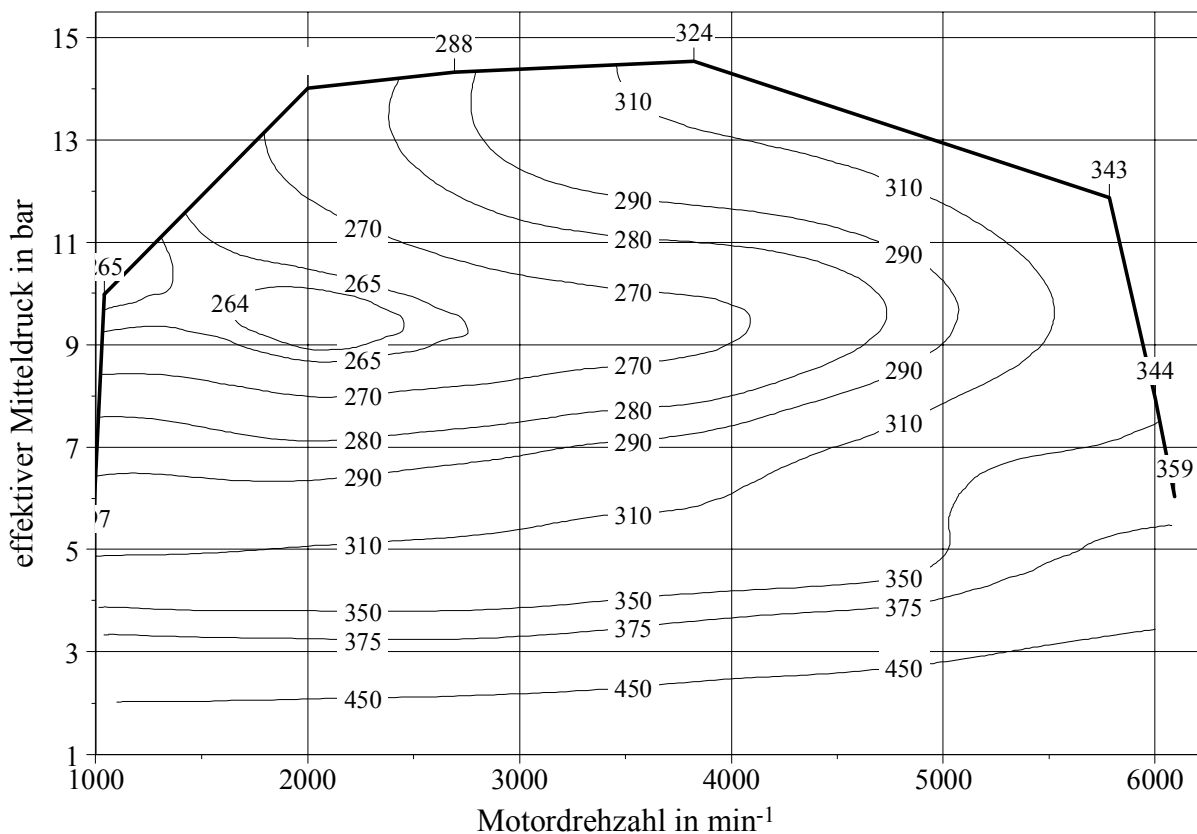


Abb. 36 Gemessener spezifischer Kraftstoffverbrauch in g/kWh des Basismotors im Motorkennfeld

5.2 SCREW-Lader-Ottomotor

Zur Umrüstung des Basismotors auf mechanische SCREW-Aufladung musste ein geeigneter Lader gewählt werden, der durch seine Lieferkennung möglichst die gleiche Nennleistung und die gleiche Volllast-Drehmomentcharakteristik wie der Basismotor darstellen kann. Bei aufgeladenen Motoren wird die Volllast-Drehmomentcharakteristik durch den Ladedruckverlauf geprägt. Am Basismotor ist der Turbolader so angepasst, dass das maximale Drehmoment bereits bei etwa 30 % der Nenndrehzahl zur Verfügung steht. Damit dann bei höheren Drehzahlen das Drehmoment nicht weiter ansteigt, was zum einen aus thermischen Gründen und aus Festigkeitsgründen vermieden werden muss, zum anderen gar nicht gewünscht ist, weil der Verlauf des Volllast-Drehmoments bis hin zur maximalen Drehzahl auf keinen Fall ansteigen, sondern sogar abnehmen soll, wird der Ladedruck am Basismotor mit dem Wastgate-Ventil an der Turbine entsprechend abgeregelt. Zudem musste berücksichtigt werden, dass die mechanisch aufgeladene Motorversion eine höhere Zylinderleistung zu liefern hat als der "leistungsgleiche" Basismotor, da er zusätzlich die Antriebsleistung für den Lader zu liefern hat.

Bei der Umrüstung des Basismotors von Abgasturboaufladung auf Mechanische Aufladung mit SCREW-Lader sollen die folgenden Kriterien weitestgehend erfüllt werden:

- Der mechanisch aufgeladene Motor soll die gleiche Nennleistung und die gleiche Drehmomentcharakteristik wie der Basismotor aufweisen.
- Dazu muss der Lader einen Luftmassenstrom von ca. 190 kg/h bei einer Motordrehzahl von 2000 min⁻¹ liefern.
- Ein maximaler Ladedruck von 1,9 bar absolut muss erzielt werden können.
- Der Lader muss durch einfache Modifikation den Einbau von einlassseitigen Steuerschiebern zur Ladedruckregelung ermöglichen.
- Das Ladergewicht sollte niedrig sein.
- Der Lader muss eine kompakte Bauform haben, damit er problemlos an den vorhandenen Motor angebaut werden kann.

Für die Realisierung eines SCREW-Lader-Prototypen musste von einer vollständigen Neukonstruktion Abstand genommen werden, da der Aufwand zu hoch und die Betriebssicherheit nicht gewährleistet gewesen wäre. Stattdessen wurde ein kommerziell gefertigter Schraubenlader modifiziert.

Nach einer Einschätzung der am Markt verfügbaren Geräte bezüglich ihrer Tauglichkeit fiel die Wahl auf einen Schraubenlader der schwedischen Firma Opcon-Autorotor, vom Typ OA2089, weil er die oben genannten Kriterien bei einem Lader-Motor-Übersetzungsverhältnis von $i=2.5$ weitgehend erfüllt.

Wie aus Abb. 37 weitgehend zu erkennen ist, zeichnet sich dieser Lader durch eine extrem kompakte Bauweise aus. Er unterteilt sich im Wesentlichen in die drei Baugruppen

- Einströmgehäuse
- Läufer und Läufergehäuse
- Getriebegehäuse mit druckseitiger Lagerung.

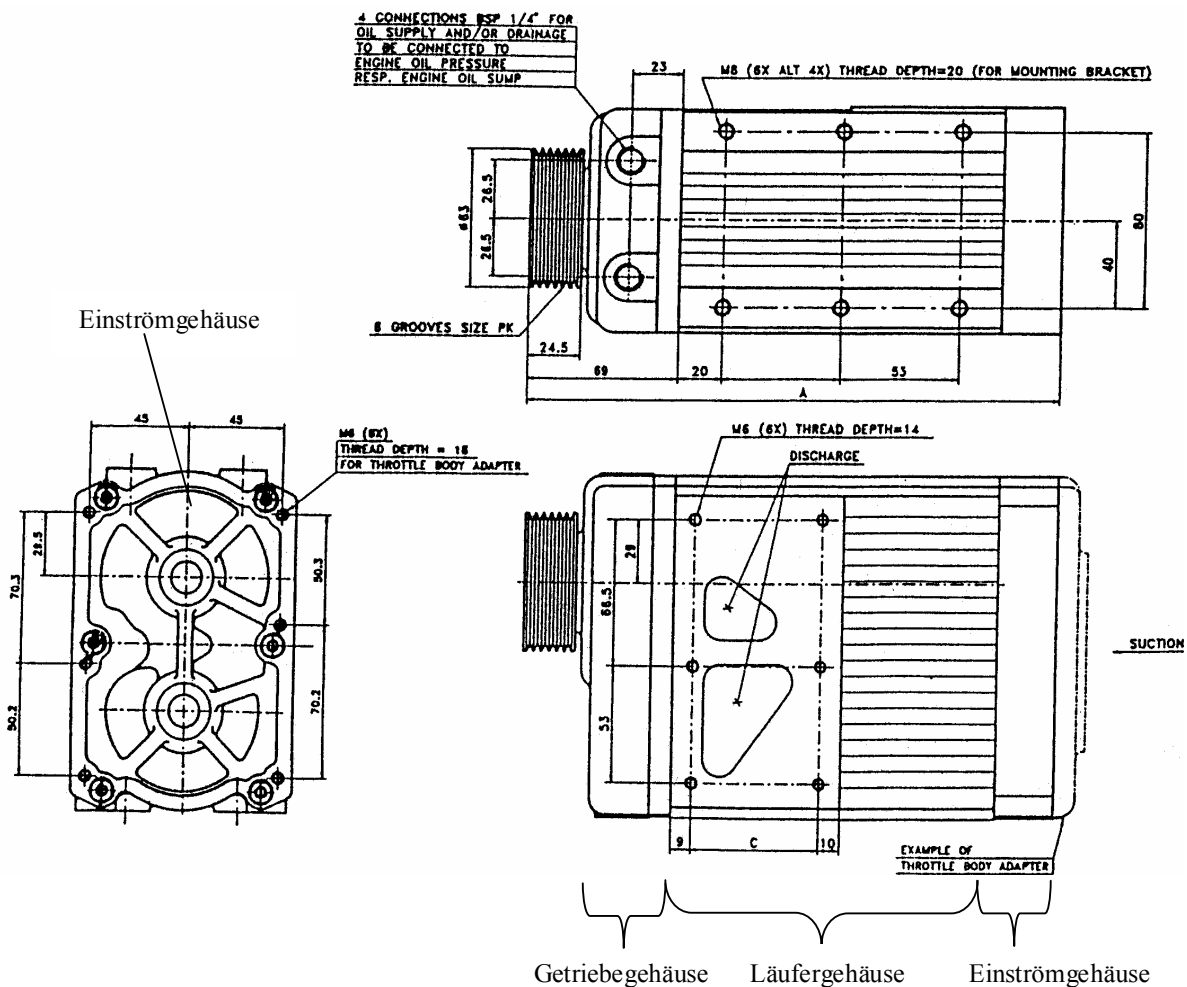


Abb. 37 Verwendeter Basislader 'Opcon-Autorotor OA2089'

Ausgehend von den Gegebenheiten dieses Basisladers wurde eine Neukonstruktion des Einstromgehölbes erarbeitet, bei der zwei flache, axial angeordnete Drehschieber, die konzentrisch auf den Lagerzapfen von Haupt- und Nebenrotor angeordnet sind, je nach Verdrehwinkel nur einen bestimmten Querschnitt der Einlassöffnungen freigeben. In Abb. 38 ist das so modifizierte Einstromgehölbe mit angedeuteten Drehschiebern dargestellt. Die sich gegenläufig drehenden Schieber sind hier zu $\frac{2}{3}$ geschlossen. Der schraffiert dargestellte Bereich kennzeichnet den verbliebenen offenen Einstromquerschnitt für diese Schieberstellung.



Abb. 38 Neukonstruiertes Einströmgehäuse mit angedeuteten Drehschiebern

Den effektiven Einlassquerschnitt als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels bei vollständig und teilgeöffneten Drehschiebern in Abhängigkeit des Hauptrotor-Drehwinkels zeigt Abb. 39.

Für das Einströmgehäuse wurde eine Ausführung als massives Aluminium-Frästeil gewählt, in das die Laufbahnen für die Drehschieber und deren Lagerung direkt eingearbeitet sind.

Die eigentlichen Schieber wurden aus Stahl gefertigt. Zur Gewährleistung geringer Stellkräfte wurde eine Axiallagerung mit einstellbarem Stirnspalt vorgesehen.

Die Lagerung, das Synchronisationsgetriebe für Haupt- und Nebenrotor, sowie die Rotoren mit dem Läufergehäuse wurden aus der Serie beibehalten.

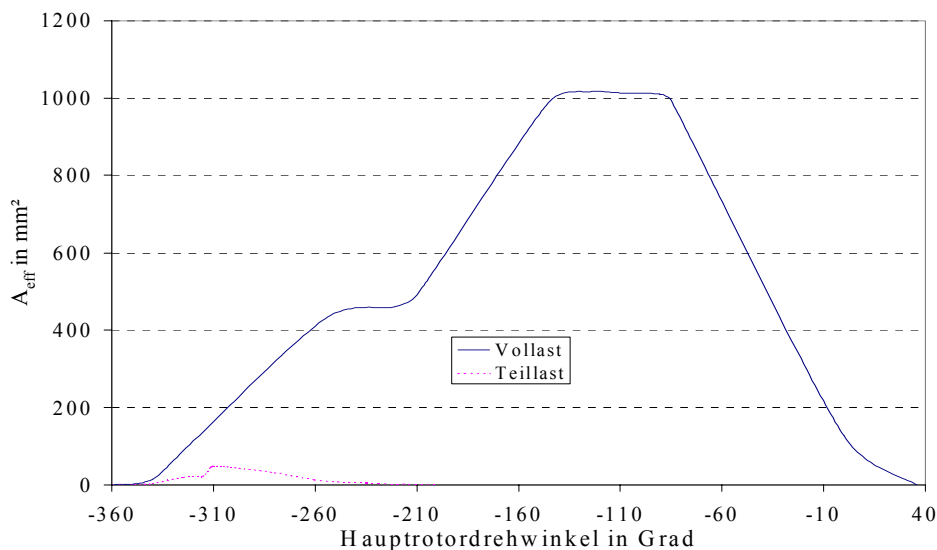


Abb. 39 Effektiver Einlassquerschnitt als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels bei vollständig und teilgeöffneten Drehschiebern

Wie für das SCREW-Konzept unabdingbar, soll der vom Lader zu fördernde Massenstrom durch die Verstellung der Schieber gesteuert werden. Im Folgenden werden dazu Messergebnisse für den SREW-Lader im Teillastbereich dargestellt, die auf einem Schraubenlader-Versuchsstand der Universität Dortmund gemessen wurden.

Abb. 40 stellt den von der SCREW geförderten Massenstrom bei Variation der Schieberstellung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei der Laderdrehzahl von 2500 min^{-1} dar. Kleine Schieberöffnungen sind mit Druckverhältnissen $\pi < 1$ verbunden, was bedeutet, dass die SCREW als Schraubenmotor arbeitet; große Schieberöffnungen und damit Druckverhältnisse $\pi > 1$ charakterisieren den Betrieb der SCREW als Lader.

Bei konstanter Schieberstellung (z.B. maximale Schieberstellung in Abb. 40) nimmt, wie für einen Verdrängerlader typisch, mit zunehmendem Druckverhältnis der Massenstrom ab. Das Niveau dieser Funktion fällt zudem mit der Verengung der Schieberstellung. Daraus wird deutlich, dass sich über diese Schiebersteuerung der Ladedruck und damit die Last des Motors steuern lassen.

Um das Laderverhalten für jede Drehschieberstellung darstellen zu können, werden für diskrete Drehschieberstellungen Laderkennfelder erstellt, zwischen denen dann interpoliert wird. Die sich so ergebende Laderkennfeldschar mit der Drehschieberstellung als Parameter ist in Abb. 41 dargestellt.

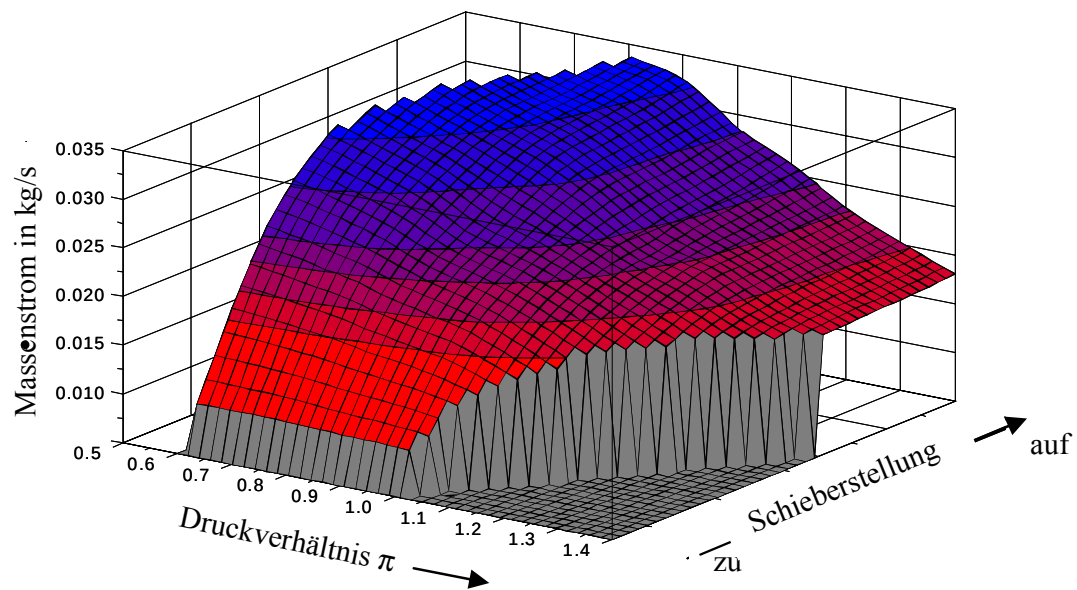


Abb. 40 Geförderter Massenstrom in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Schieberstellung bei einer Laderdrehzahl von 2500 min^{-1} ($\cong$ Motordrehzahl von 1000 min^{-1}) [43]

Wie bereits in Abschnitt 3.2.3.3 dargestellt, lässt sich durch den Einsatz der Drehschieber die Laderantriebsleistung reduzieren, die bei ungesteuerten mechanischen Ladern in voller Höhe aufzubringen ist. Abb. 42 gibt die gemessene Leistungsaufnahme bzw. -abgabe der SCREW als Funktion von gefördertem Massenstrom und anliegendem Druckverhältnis wieder. Die Schieber wurden dabei jeweils so gestellt, dass die Leistungsaufnahme minimal war.

Die Isolinie für die Leistungsaufnahme von 0 kW charakterisiert die Trennlinie zwischen dem Kennfeldbereich tatsächlicher Leistungsaufnahme und dem Kennfeldbereich der Leistungsabgabe. Letztere bedeutet, dass der Lader mechanische Leistung in das System aus Verbrennungsmotor und mechanisch gekoppeltem Lader zurückspeist. Dieser Bereich ist in Abb. 42 grün gekennzeichnet. Dass sich dieser Bereich nicht bis in den Bereich niedrigster Massenströme erstreckt, hängt damit zusammen, dass sich die Spaltverluste des Laders mit abnehmender Drehzahl verstärkt auswirken.

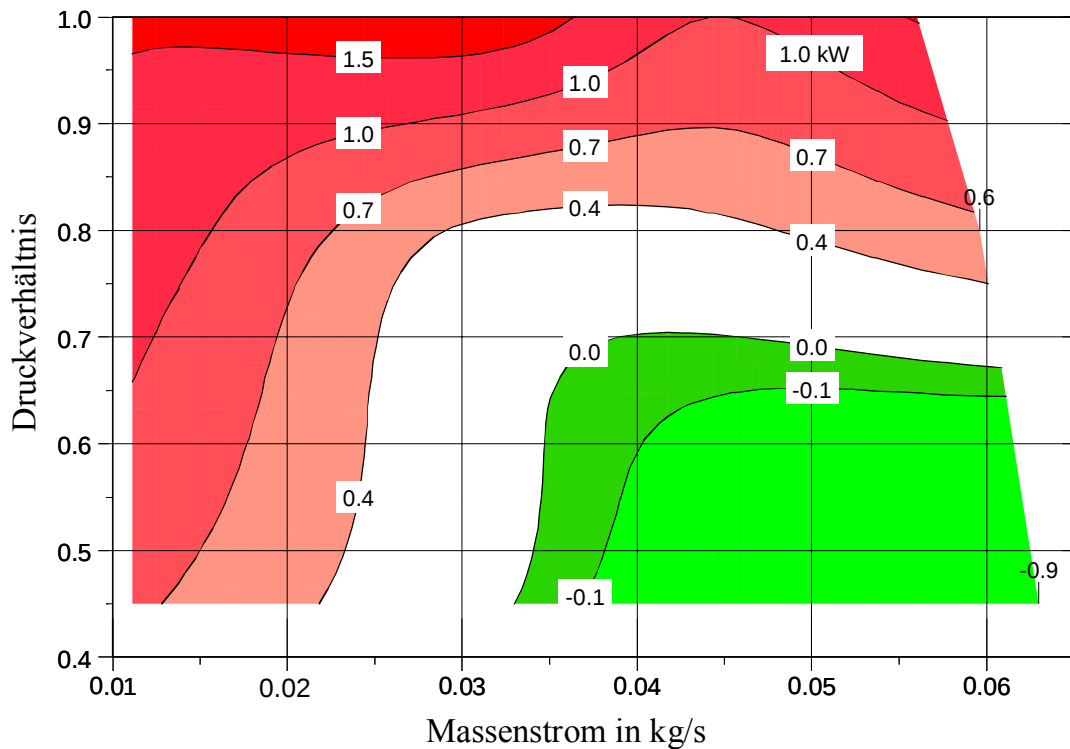


Abb. 42 Effektive SCREW-Wellenleistung als Funktion von Massenstrom und Druckverhältnis bei leistungsoptimaler Schieberstellung

Bei der Vermessung des SCREW-Lader-Motor-Systems am Motorprüfstand hat sich gezeigt, dass es Betriebsphasen gibt, in denen es sinnvoller ist, die Laststeuerung nicht allein über die Drehschieber zu realisieren, sondern zusätzlich eine Drosselklappe zu verwenden. Abb. 43 zeigt den trade-off von Drosselklappenstellung und Einlass-Drehschieber-stellung im b_e - und p_{me} -Kennfeld bei einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} . Dabei zeigt sich, dass es am verbrauchsgünstigsten ist, ausgehend von der Volllast mit abnehmender Last zunächst den Einlass-Drehschieber bis ca. 20% zu schließen, dies entspricht einer Motorlast von ca. $p_{me} = 9 \text{ bar}$, und ab da zusätzlich die Drosselklappe entsprechend der in Abb. 43 rot dargestellten Linie zu schließen.

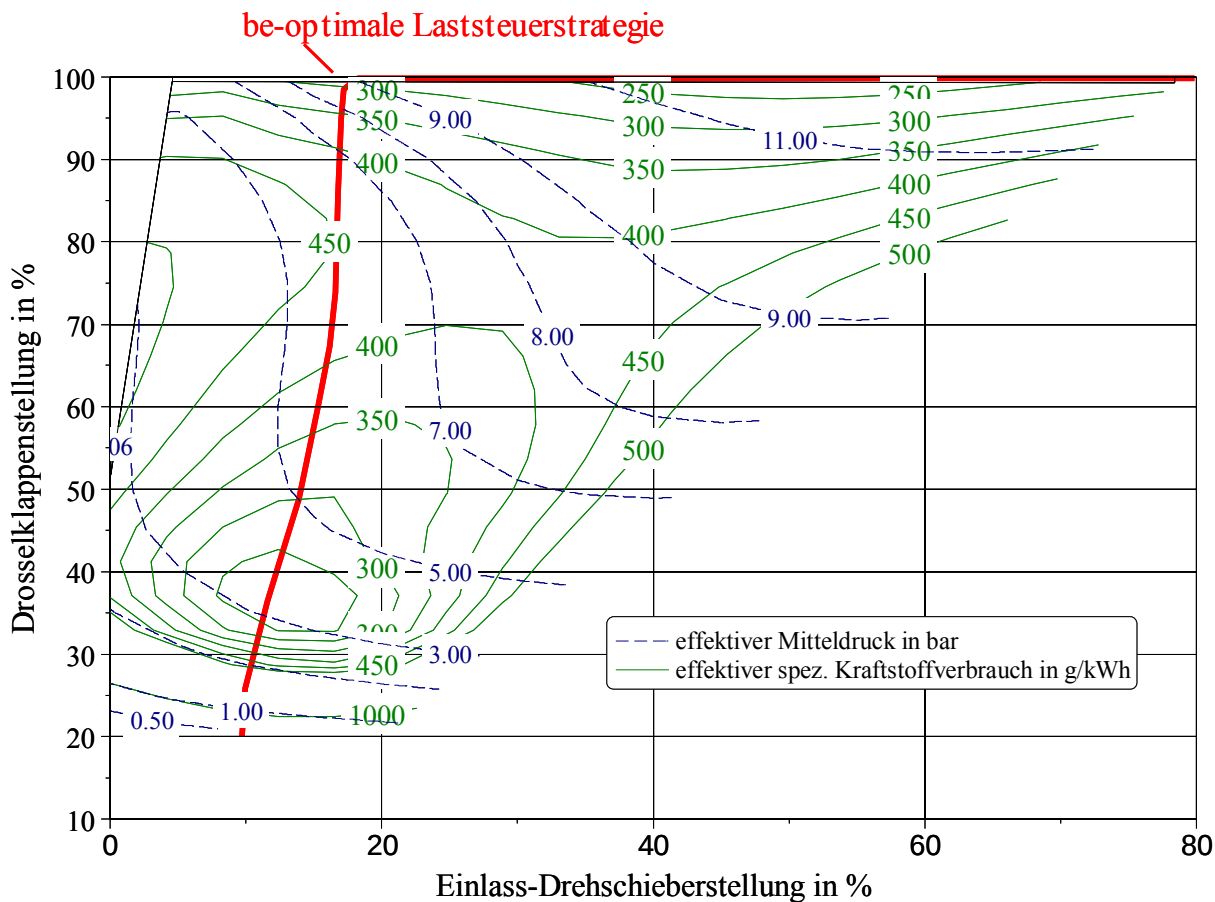


Abb. 43 be-Kennfeld in Abhängigkeit von Drosselklappenstellung und Einlass-Drehschieberstellung bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$

5.3 Vergleich der vermessenen Motorvarianten

Im Folgenden werden die gemessenen Betriebswerte zum ATL-Motor, zum drehschiebergesteuerten SCREW-Motor und auch noch zum bypassgeregelten SCREW-Motor vergleichend einander gegenübergestellt.

Dabei sollen nicht so sehr die absoluten Ergebnisse im Vordergrund der Betrachtung stehen, sondern mehr die grundsätzliche Umsetzbarkeit eines mechanischen Aufladesystems, bei dem durch laderinterne Einlassdrehschieber die Motorlast gesteuert werden kann.

Bei der Bewertung der absoluten Messergebnisse ist zu berücksichtigen, dass die Rotorgeometrien denen eines Serienladers entsprechen und nicht für den konkreten Anwendungsfall optimiert sind. Ferner trat im Laufe der Versuche ein Lagerschaden auf, durch den die Rotoren und die Gehäusewandungen leicht beschädigt wurden, was zu

erhöhten Spaltverlusten geführt hat. Diese konnte durch eine Anhebung des Übersetzungsverhältnisses von $i=2.5$ auf $i=2.7$ zwar in ihrer Auswirkung auf den geförderten Massenstrom kompensiert werden, jedoch erhöhte sich dadurch die mechanische Reibarbeit des Laders und damit seine Antriebsleistung.

Grundsätzlich konnten der bypassgesteuerte und der drehschiebergesteuerte SCREW-Motor in allen Kennfeldpunkten stationär als auch dynamisch betrieben werden. Eine prinzipielle Eignung der Drehschieber zur Laststeuerung ist somit nachgewiesen, wenngleich, wie bereits oben beschrieben, bei der drehschiebergesteuerten Variante zusätzlich eine Drosselklappe eingesetzt werden sollte.

Abb. 44 zeigt das prozentuale Differenzenkennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs des schiebergesteuerten zum bypassgesteuerten SCREW-Motor. Der blau unterlegte Bereich steht für den Verbrauchsvorteil des schiebergesteuerten SCREW-Motors gegenüber dem bypassgesteuerten SCREW-Motor. Im übrigen Bereich schneidet die bypassgesteuerte Variante besser ab.

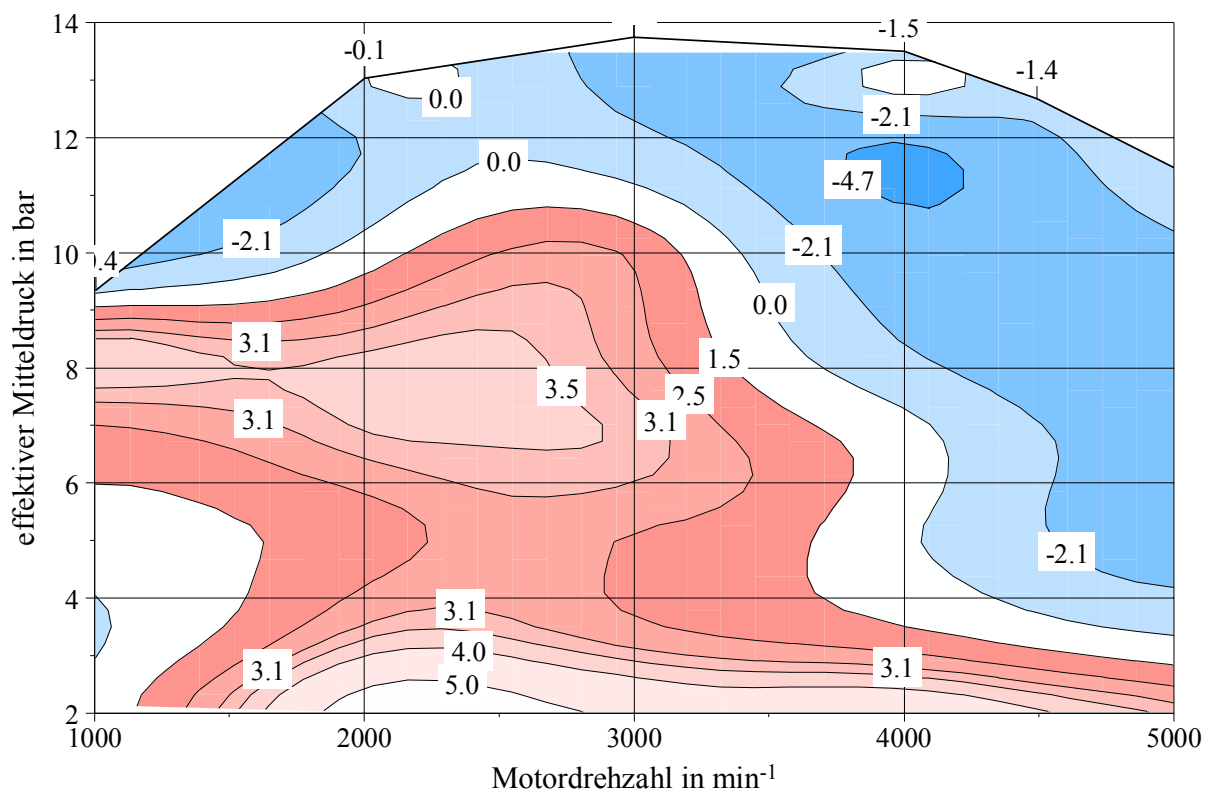


Abb. 44 Prozentuales Differenzenkennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauch des schiebergesteuerten zum bypassgesteuerten SCREW-Motor

Ausgehend vom Auslegungspunkt bei $n_M=2000 \text{ min}^{-1}$ an der Volllast, bei dem für beide Motorvarianten der gleiche spezifische Kraftstoffverbrauch vorliegt, da hier die Drehschieber voll geöffnet sind und der Lader somit dem konventionellen ungeregelten

Lader entspricht, zeigt sich mit zunehmender Drehzahl an der Volllast ein geringerer Kraftstoffverbrauch des drehschiebergesteuerten SCREW-Motors. Mit abnehmender Leistung entlang einer Fahrwiderstandskurve, ausgehend vom Nennleistungspunkt, wird der schiebergesteuerte SCREW-Motor ungünstiger. Durch das frühe Schließen der Einlassschieber benötigt das Arbeitsspiel im Lader (siehe Abb. 24) eine längere Zeit, so dass mehr Arbeitsgas über die Spalte von der Druckseite zur Saugseite strömen kann und sich das Arbeitsgas im Lader stärker aufheizt, was schließlich ein Maß für die schlechtere Energiewandlungsgüte des Prozesses darstellt. Abb. 45 zeigt dazu die Laderaustrittstemperaturen der beiden SCREW-Motorvarianten bei einer Motordrehzahl von $n_M=2000 \text{ min}^{-1}$ im Vergleich.

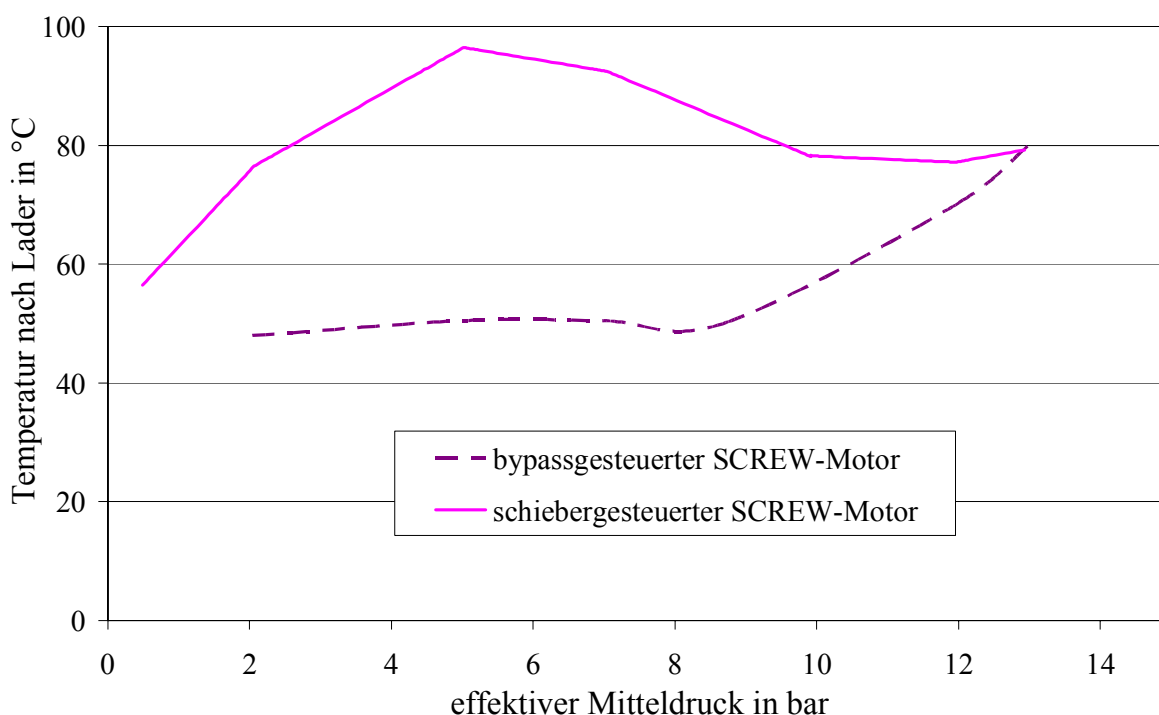


Abb. 45 Vergleich der Laderaustrittstemperaturen bei 2000 min^{-1} über dem effektiven Mitteldruck für schieber- und bypassgesteuerten SCREW-Motor

Zur Reduzierung des nachteiligen Aufheizeffekts würde sich die Möglichkeit anbieten, neben einer variablen Einlasssteuerkante auch die Auslasssteuerkante variabel zu gestalten. Durch das dann kürzere Arbeitsspiel würden sich die Zeit für das Aufheizen und die Spaltemassenströme verringern. Insgesamt kann der Laderwirkungsgrad durch die kürzere Kompressionsphase (s. Abb. 24 von 3→4) ansteigen.

Abb. 46 zeigt einen direkten Vergleich zum Kraftstoffverbrauch des ATL-Motors und des bypassgesteuerten mechanisch aufgeladenen SCREW-Motors. Demnach schneidet der ATL-Motor bezüglich des spezifischen Kraftstoffverbrauchs günstiger ab.

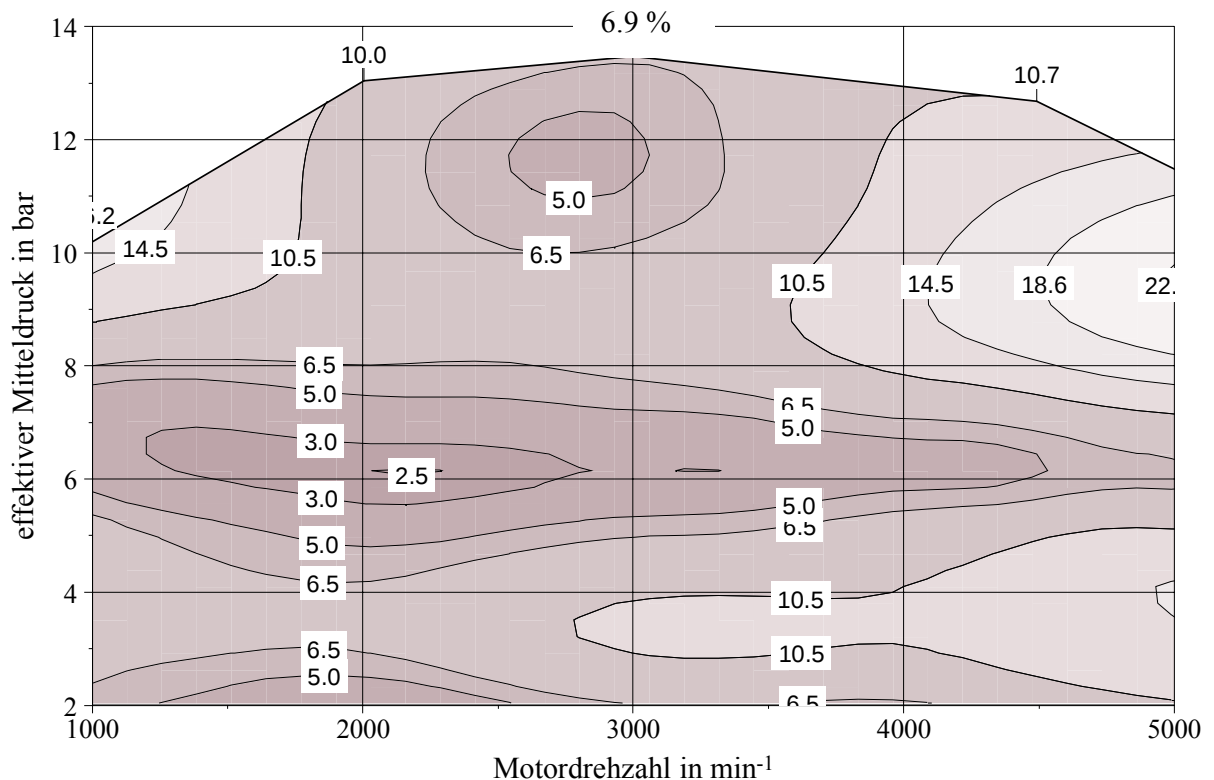


Abb. 46 Prozentualer Minderverbrauch des ATL-Motors gegenüber dem bypassgesteuerten SCREW-Motor

Im mittleren Lastbereich, bei ca. 6 bar Mitteldruck, erzielt der SCREW-Motor ähnlich gute Werte wie der ATL-Motor. Im übrigen Kennfeldbereich liegen die Verbrauchswerte des bypassgesteuerten SCREW-Motors höher, insbesondere bei hoher Drehzahl und hoher Last.

Zur Bewertung des dynamischen Betriebsverhaltens der unterschiedlichen Motorkonfigurationen wurde, wie in Tab. 3 ausgeführt, ein virtuelles Mittelklassefahrzeug mit einem Fahrzeuggewicht von $m=1350$ kg modelliert.

Das dynamische Betriebsverhalten der Motoren kann anhand von Testzyklen, wie sie der Gesetzgeber für die Beurteilung der Abgasemission und des Kraftstoffverbrauchs vorschreibt, bewertet werden. Hier werden der in Europa festgeschriebene MVEG²-Zyklus und der in den USA angewendete US06-Zyklus am Prüfstand nachgefahren.

Die in Abb. 47 dazu gezeigten Fahrprofile und Zeithäufigkeiten der dynamischen Betriebsanteile machen die doch signifikanten Unterschiede dieser beiden Testzyklen

² MVEG: Motor Vehicle Emissions Group

deutlich. Während der MVEG-Zyklus überwiegend niedrige Lastanteile, in der Umgebung von 2 bar effektivem Mitteldruck und ca. 1600 min^{-1} , sowie einen langen Leerlaufanteil beinhaltet, zeigt der US06-Zyklus schon deutlich höhere Lastanteile, bei ca. 5 bar effektivem Mitteldruck im mittleren Drehzahlbereich von 2500 min^{-1} .

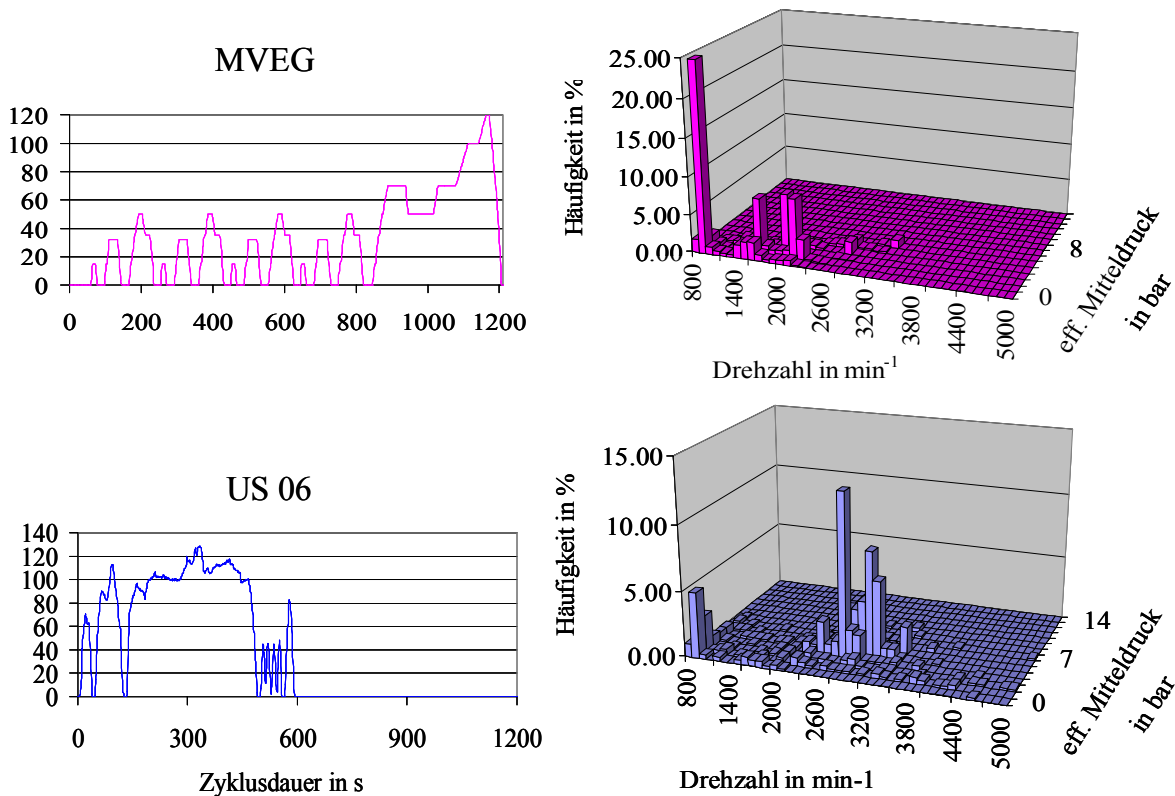


Abb. 47 Fahrprofile und relative Häufigkeitsverteilung der Lastkollektive im MVEG- und US06-Zyklus

Die Motorversuche im dynamischen Betrieb haben gezeigt, dass die Last am mechanisch aufgeladenen Motor zuverlässig durch Drehschieber gesteuert werden kann. Sämtliche hier untersuchten Motorvarianten konnten die Zyklen mit gleicher Genauigkeit, bei einer mittleren Abweichung von unter 1 km/h , nachfahren.

Verbrauchsbestimmend im MVEG-Zyklus ist zum großen Teil die lange Leerlaufphase. Abb. 48 zeigt einen Vergleich der effektiven Kraftstoffverbrauchswerte für die betrachteten Motoren. Dabei wurden die Werte auf den turboaufgeladenen Motor bezogen und normiert.

Wie sich bereits im stationären Betrieb gezeigt hat, kann der hier verwendete SCREW-Lader-Prototyp aufgrund des ottomotorisch bedingt niedrigen Massenstroms im unteren Drehzahl- und Lastbereich nicht als Expansionsmaschine wirken. In diesem Bereich wirkt sich nämlich die mechanische Antriebsleistung für den Lader besonders

negativ auf den Gesamtwirkungsgrad aus, der sich für die mechanisch aufgeladenen Motorvarianten in einem Verbrauchsnachteil von ca. 11% niederschlägt. Die Differenz zwischen den unterschiedlichen Laststeuerverfahren, Bypass oder Einlassschieber, liegt im Bereich der Messtoleranz.

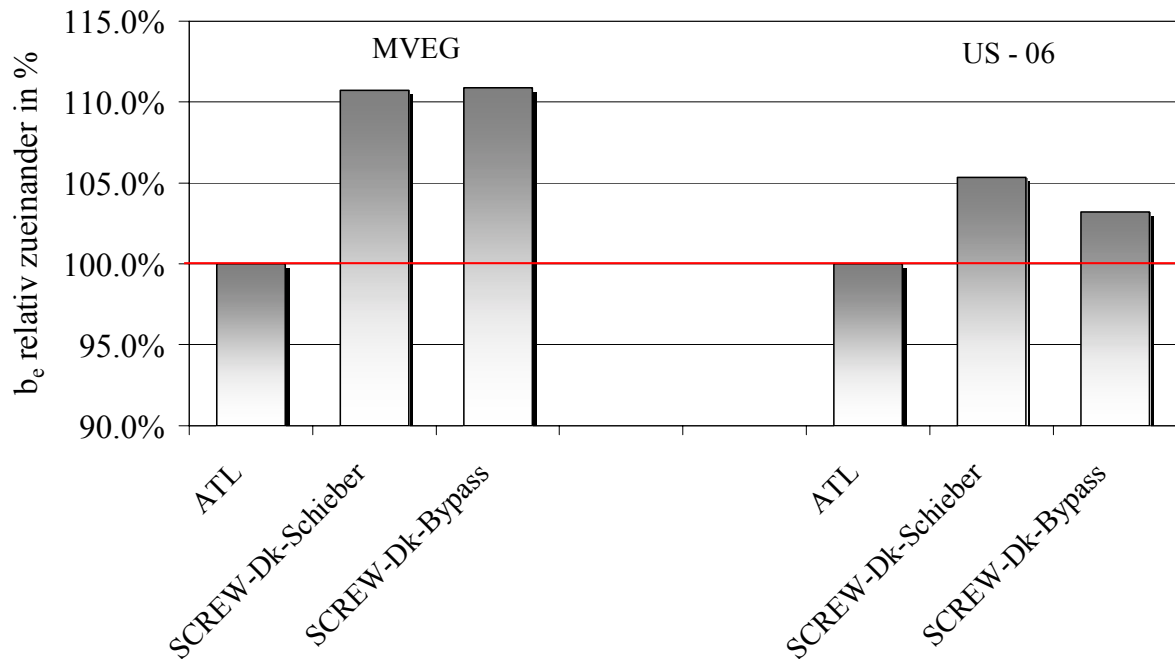


Abb. 48 Zyklus- b_e in den Testzyklen, normiert auf den jeweiligen Wert des ATL-Motors

Bei höherer Last und Drehzahl werden die Vorteile der Turboaufladung geringer. Im US06-Zyklus ist der Kraftstoffmehrverbrauch der beiden mechanisch aufgeladenen Motorvarianten mit 5,3 % bei Schiebersteuerung und 3,2 % bei Bypasssteuerung deutlich niedriger als im MVEG-Zyklus. Dieses Ergebnis bestätigt in etwa die bereits aus der stationären Untersuchung gewonnenen Erkenntnisse, dass sich die mechanische Aufladung im mittleren Lastbereich, also bei höheren Massenströmen, günstiger darstellt.

5.4 Erkenntnisse aus den Prüfstandsversuchen

Die messtechnischen Untersuchungen am Motorprüfstand haben gezeigt, dass ein mit Einlassdrehchiebern ausgerüstetes Schraubenladersystem grundsätzlich in der Lage ist, die Laststeuerung von Ottomotoren bei stationärem wie dynamischem Betrieb zu übernehmen. Kraftstoffverbrauchsvorteile der Drehschiebersteuerung gegenüber dem

ATL-Motor konnten zumindest unter Verwendung des Prototyppladers nicht gemessen werden. Dennoch konnte die grundsätzliche Machbarkeit und Sinnhaftigkeit des Konzepts verifiziert werden, die sich bei Verfügbarkeit eines noch weiterentwickelten Laders vermutlich in eine tatsächliche Verbesserung umsetzen lassen. Diese Einschätzung wird dadurch gestützt, dass zumindest am Verdichterprüfstand schon nachgewiesen werden konnte, dass das Aufladeaggregat in Abhängigkeit von der Drehschieberstellung sowohl als Kompressor wie auch als Expansionsmaschine zur Nutzung der Ansaugluftenthalpie arbeitet [44].

Die beiden Hauptzielrichtungen für die Optimierung der SCREW müssen daher die Erhöhung der inneren Dichtigkeit der Maschine sein, beispielsweise durch die Verwendung von optimierten Rotorgeometrien und Einlaufbeschichtungen zur Spaltminimierung, und durch die Verringerung der mechanischen Reibleistung. Beide Maßnahmen bewirken eine Vergrößerung des Arbeitsbereiches, in dem Leistung abgegeben wird, in Richtung höherer Druckverhältnisse und kleinerer Massenströme.

6 Rechnungs-Messungs-Vergleich

Im Folgenden wird anhand von Rechnungs-Messungs-Vergleichen zum stationären und dynamischen Motorbetrieb das in Kap. 5 vorgestellte Motorprozess-Simulationsprogramm verifiziert. Dieses soll dann als Werkzeug für die unter Kap. 7 beschriebene Studie zum Downsizing dienen.

6.1 Stationärer Motorbetrieb

Abb. 49 zeigt einen Rechnungs-Messungs-Vergleich zum Volllastbetrieb des ATL-Motors über der Drehzahl. Die Berechnung der Betriebswerte erfolgte unter Vorgabe der jeweiligen Messwerte für Zündzeitpunkt und Verbrennungsluftverhältnis. Die Drosselklappe ist entsprechend dem Volllastbetrieb vollständig geöffnet. Der in den gemessenen Betriebspunkten jeweils gegebene Ladedruck wird in der Rechnung über die Variation der Wastegate-Stellung an der Turbine auf den Messwert eingeregelt.

Die berechneten Betriebswerte stimmen sehr gut mit den gemessenen überein. Der Ladedruck wird vom rechnerischen Wastegate sehr genau eingeregelt, was eine notwendige Voraussetzung zur Berechnung des korrekten Luftmassenstroms darstellt. Wie bereits in Abschnitt 5.2 erläutert, ergeben sich lediglich im Drehzahlbereich zwischen $n_M=2000 \text{ min}^{-1}$ und $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ größere Abweichungen zwischen gemessenem und berechneten Luftmassenstrom. Diese Abweichungen bilden sich auch im Verlauf der effektiven Motorleistung ab, deren gerechneter Verlauf, so wie der des Luftmassenstroms, aber immer noch als brauchbar eingestuft werden darf. Dem zufolge können sowohl das Verbrennungsmodell als auch das Reibmodell, beide sind von wesentlichem Einfluss auf die Berechnung der effektiven Leistung, als gut bezeichnet werden.

Die berechneten Verläufe für p_3 , T_3 und n_{ATL} stimmen ebenfalls qualitativ gut mit den gemessenen überein. Signifikante Abweichungen sind lediglich bezüglich des Abgasdrucks p_3 vor Turbine zwischen $n_M=4000 \text{ min}^{-1}$ und $n_M=6000 \text{ min}^{-1}$ vorhanden. Die berechnete Turboladerdrehzahl n_{ATL} liegt insgesamt auf einem um durchschnittlich 6% höheren Niveau.

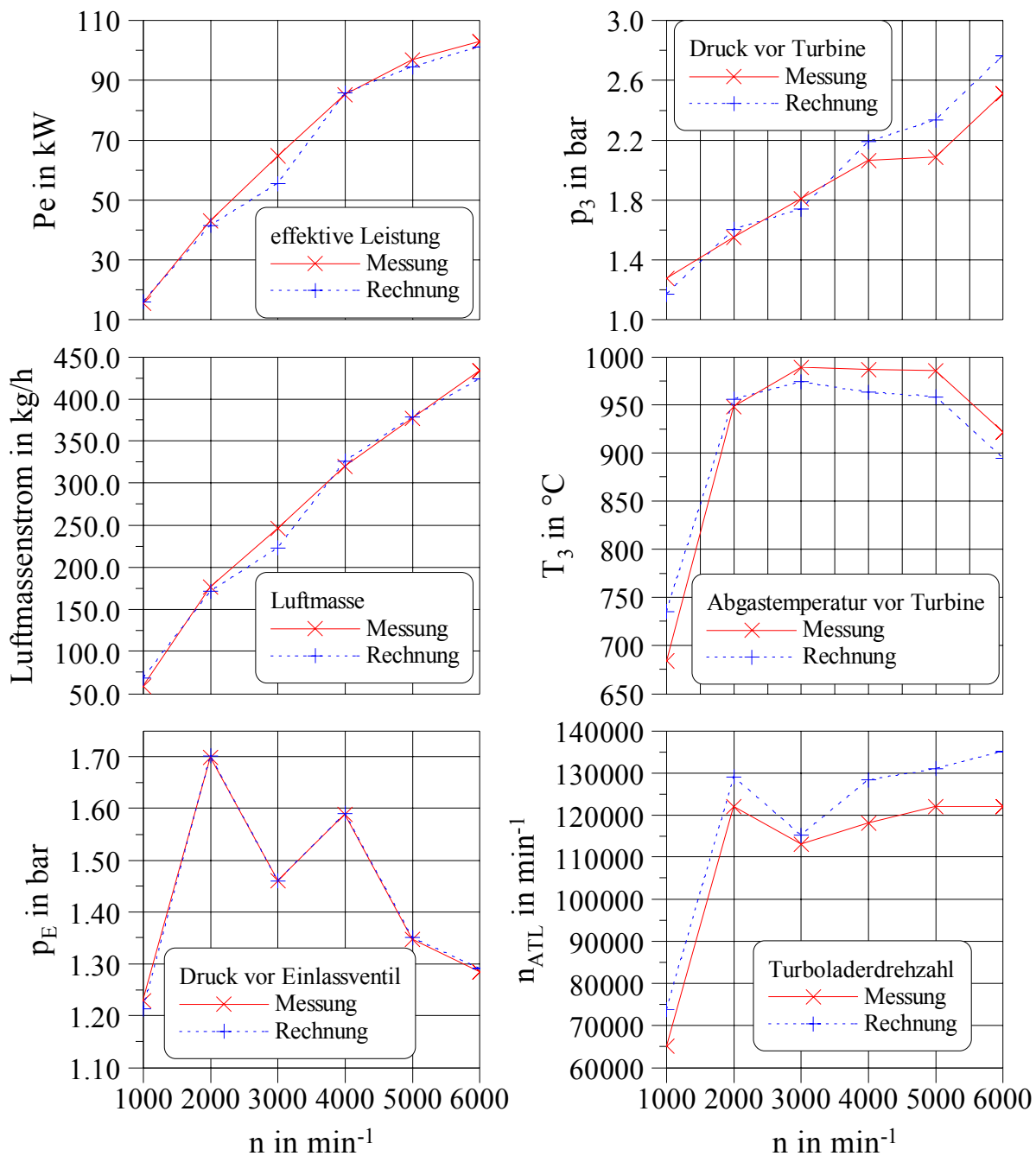


Abb. 49 Rechnungs-Messungs-Vergleich zum Volllastbetrieb des ATL-Motors über der Drehzahl

Die Simulationsergebnisse im Teillastbereich ergeben sich von gleicher Abbildungsgüte wie an der Volllast. Ausgewählt sei dazu in Abb. 50 der spezifische Kraftstoffverbrauch über der Last bei der Drehzahl $n_M=2000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt, da PKW-Motoren überwiegend in der Nähe dieser Drehzahl betrieben werden.

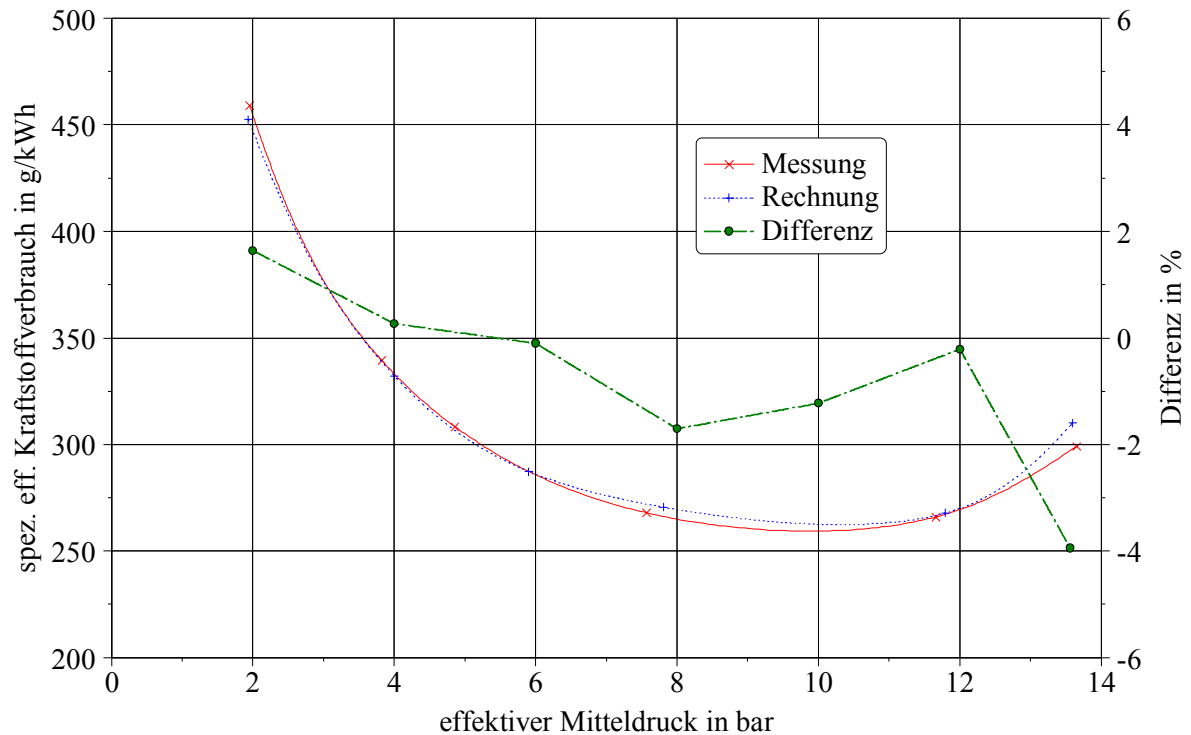


Abb. 50 Rechnungs-Messungs-Vergleich zum spezifischen Kraftstoffverbrauch bei 2000 min^{-1} über der Last am ATL-Motor

Die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung zeigt auch hier gute Ergebnisse, die Differenz liegt überwiegend unterhalb von 2%.

6.2 Dynamischer Motorbetrieb

Ein Rechnungs-Messungs-Vergleich zum dynamischen Motorbetrieb ist in Abb. 51 dargestellt. Betrachtet wird hier der mit Drosselklappe und externem Bypass geregelte, mechanisch aufgeladene, Versuchsmotor im EUDC³-Zyklus, dem außerstädtischen Anteil des MVEG-Zyklus.

Der MVEG-Zyklus eignet sich für Kraftstoffverbrauchsuntersuchungen im Rahmen der Motorprozesssimulation insbesondere deshalb, weil sein Geschwindigkeitsprofil von den typischen Phasen einer Stadtfahrt geprägt ist, wie längeren Leerlaufphasen und hochdynamischen Beschleunigungsphasen, aber auch Überlandphasen mit längeren Konstantfahrtanteilen beinhaltet. Zudem wird zum Ende des Zyklus über eine hohe Geschwindigkeit ein Autobahnanteil repräsentiert.

³ Extra Urban Driving Cycle

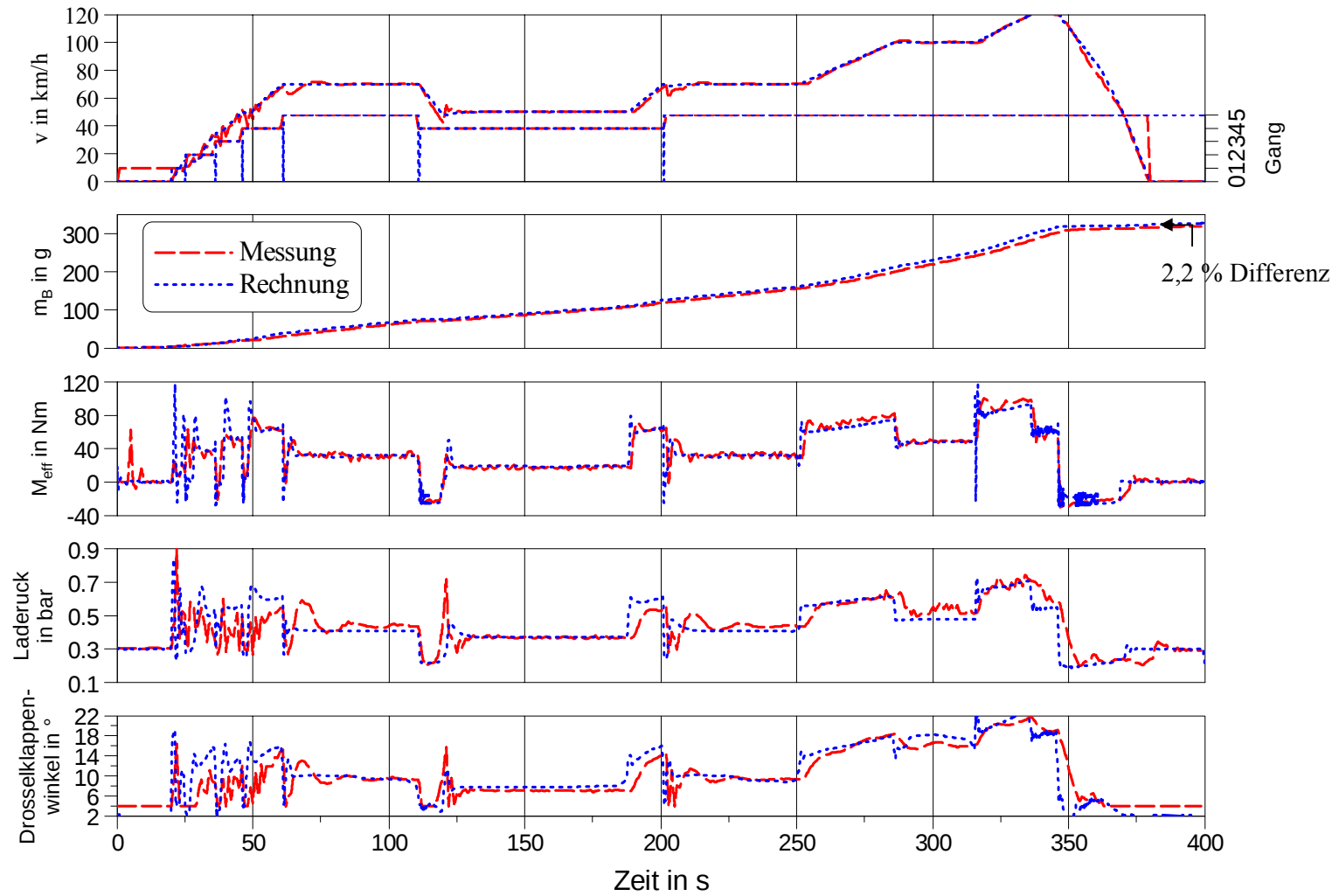


Abb. 51 Rechnungs-Messungs-Vergleich zum dynamischen Betriebsverhalten des bypassgeregelten SCREW-Motors im EUDC-Zyklus

Rechnung und Messung zeigen insgesamt eine sehr gute Übereinstimmung.

Das Geschwindigkeitsprofil wird sowohl am Prüfstand, als auch bei der Simulation nahezu identisch abgefahren. Auffällig sind vielleicht die Schwingungen der Messkurven bei plötzlichen Lastwechseln, die bei der prüfstandstechnischen Realisierung der Schaltvorgänge und plötzlicher Geschwindigkeitsänderungen nicht zu vermeiden waren.

Aus der Differenz im Summenkraftstoffverbrauch über den gesamten Zyklus von nur 2,2% darf geschlossen werden, dass die in der Simulation getroffenen Modellannahmen auch den dynamischen Motorbetrieb realitätsnah abbilden.

Somit liegt eine gute Basis für weitere Parameterstudien zur Wirkungsgradsteigerung durch Extrem-Downsizing unter Verwendung der Motorprozesssimulation vor.

7 Parameterstudie zur Wirkungsgradverbesserung durch Extrem-Downsizing

7.1 Allgemeines

Zur Darstellung möglicher Potentiale extremen Downsizings wird hier, unter Verwendung der Motorprozesssimulation, ein Saugmotor mit einem leistungsgleichen aufgeladenen und um 50% im Hubraum reduzierten Motor verglichen. Als Aufladeaggregat werden sowohl der Abgasturbolader betrachtet als auch der bereits zuvor beschriebene Schraubenlader mit Einlasssteuerschieber, der den Motor mechanisch aufladen soll.

Weiterführende Simulationsuntersuchungen unter Berücksichtigung eines variablen Verdichtungsverhältnisses sollen letztlich Aufschluss darüber geben, welches Kraftstoff einsparungspotential das Downsizing in Kombination dieser Einzelmaßnahmen ermöglicht.

Wie die Entwicklung der letzten Jahre gezeigt hat, konnten bereits die Saugmotoren für gleiche Leistung in ihrem Hubvolumen verkleinert werden. Beispielsweise durch die Verwendung von 4-Ventil-Zylinderköpfen anstelle der 2-Ventil-Ausführungen, die zu einer Erhöhung des Liefergrades beitragen, oder die Verwendung von so genannten Schaltsaugrohren zur Erhöhung des Massendurchsatzes im gesamten Drehzahlbereich, tragen zu einer gesteigerten Leistungsdichte bei und ermöglichen so eine Hubraumverkleinerung. Der hubraumkleinere Motor wird bei gleicher Leistung bei höherer Last und damit im meist wirkungsgradgünstigeren Kennfeldbereich betrieben.

Abb. 52 zeigt schematisch die Ladungswechselschleifen im pV-Diagramm eines hohen und eines niedrigen Lastpunkts bei gleicher Motordrehzahl. Die Ladungswechselschleifen, sie ist in Abb. 52 für den Niedriglast-Betriebspunkt schraffiert dargestellt, nimmt mit der Entdrosselung des Motors (Hochlast-Betriebspunkt) ab. Dieser Effekt stellt neben dem später noch beschriebenen Einfluss des verbesserten mechanischen Wirkungsgrads einen der Hauptgründe für die Verbrauchsvorteile von Downsizing-Motoren dar.

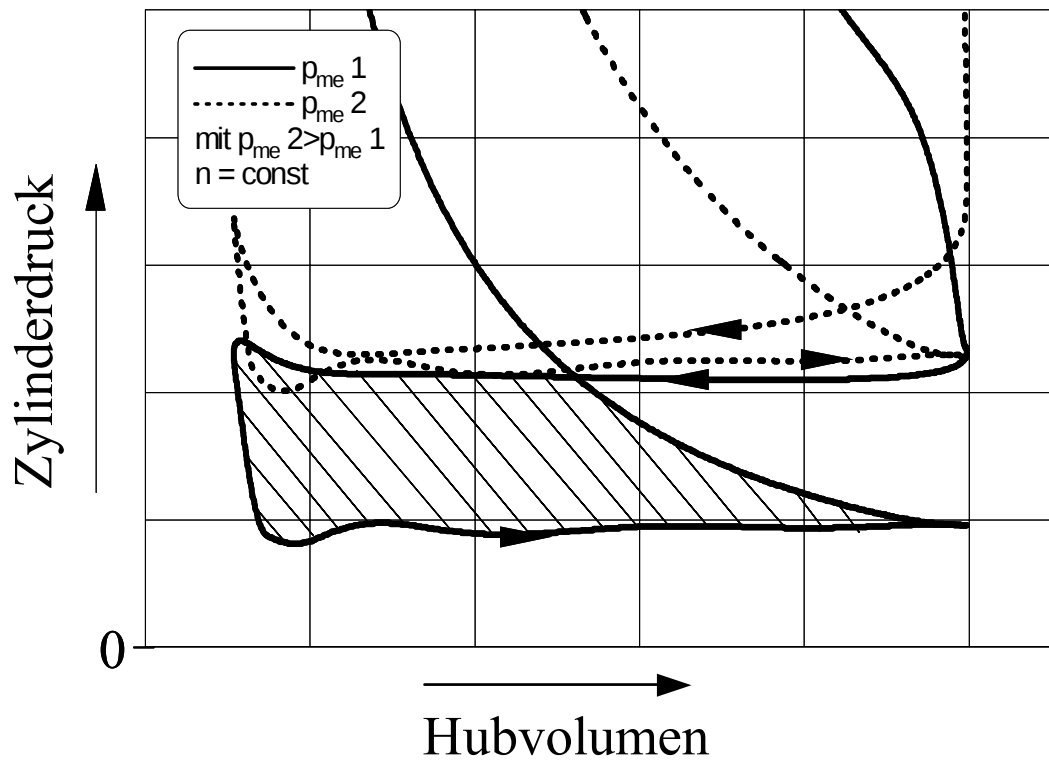


Abb. 52 Schematische Ladungswechselschleifen bei hoher und niedriger Last

Der dieser Studie zugrunde liegende Saugmotor ist ein moderner verbrauchsoptimierter 1,0 l-Dreizylindermotor, der den vom selben Hersteller zuvor in dieser Leistungsklasse gebauten 1,4 l-Vierzylindermotor abgelöst hat. Im Folgenden wird der Dreizylinder-Saugmotor als Referenzmotor bezeichnet. Die wichtigsten Motordaten sind in Tab. 5 zusammengefasst.

Tab. 5 Motordaten des 1,0 l “Referenzmotors“

Arbeitsverfahren		Viertakt-Otto
Zylinderzahl		3
Ventile/Zylinder		4
Gesamthubraum	cm ³	973
Hub	mm	78,6
Bohrung	mm	72,5
Hub/Bohrungsverhältnis		1,08
Einlassventildurchmesser	mm	27
Auslassventildurchmesser	mm	24
Verdichtungsverhältnis		10,1:1
Zylinderabstand	mm	78
max. Drehmoment	Nm	82
bei Drehzahl	min ⁻¹	2000
Nennleistung	kW	40
bei Drehzahl	min ⁻¹	5600
Aufladung		ohne

Um für den Vergleich des Referenzmotors mit dem aufgeladenen Motor, der im Folgenden als “Modellmotor“ bezeichnet wird, eine Vergleichsbasis zu schaffen, wird der Referenzmotor zunächst durch Simulationsrechnungen abgebildet.

Abb. 53 zeigt dazu exemplarisch die Abbildungsgüte der unter Verwendung der in Kap. 4 beschriebenen Simulationsmodelle erzielten Ergebnisse. Luftverhältnis und Zündzeitpunkt sind der Simulation aus Messergebnissen vorgegeben.

Bezüglich des effektiven Drehmoments an der Volllast zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung, was letztlich das hier angewandte Reibmodell nach Gl. 4.13 bestätigt. Auch der Luftmassenstrom, der bei einem Ottomotor mit äußerer Gemischbildung bei gegebenem Luftverhältnis die dem Zylinder zugeführte Verbrennungsenergie bestimmt, wird im gesamten Kennfeld gut abgebildet.

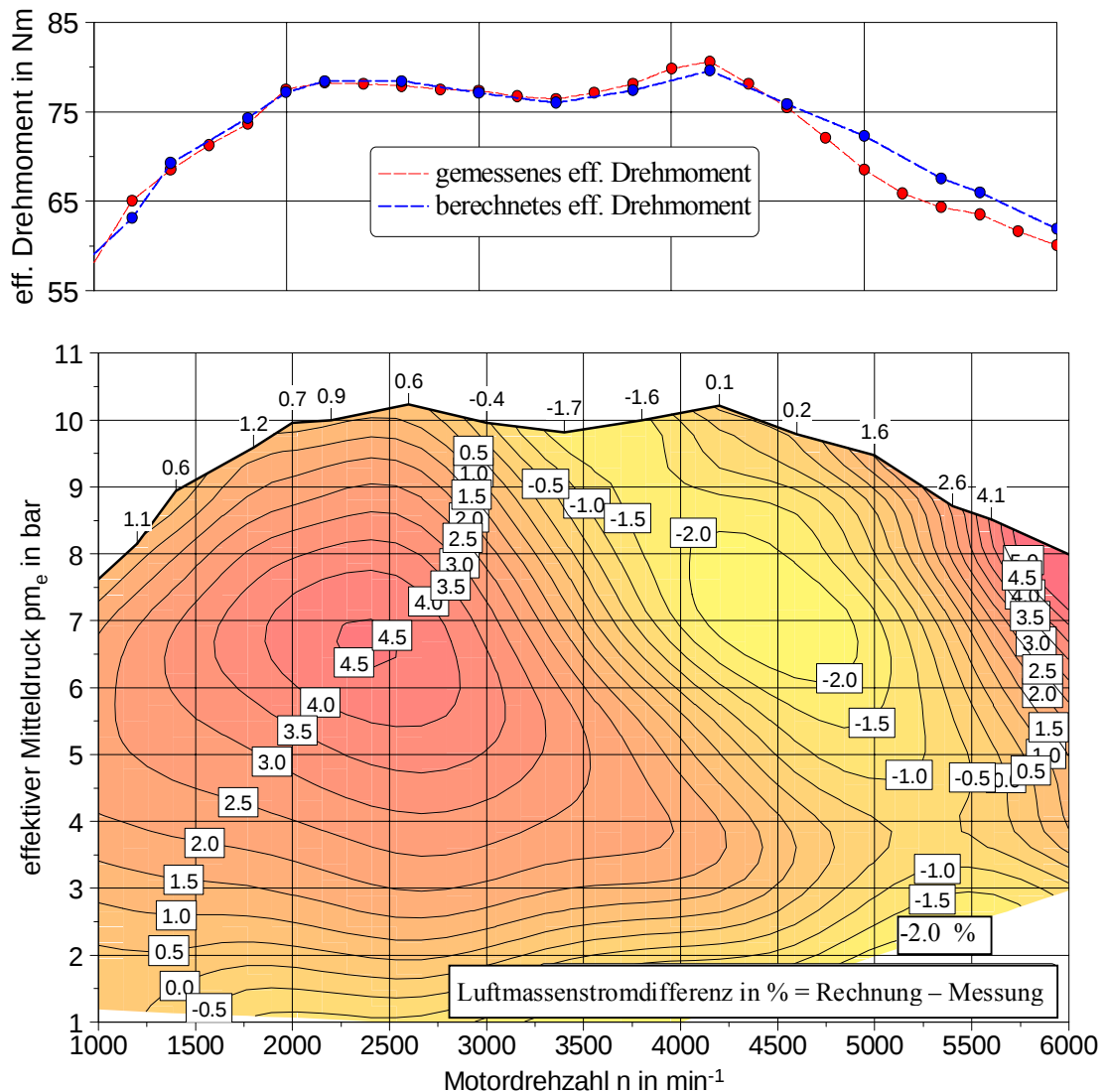


Abb. 53 Rechnungs-Messungs-Vergleich des effektiven Drehmoments an der Vollast und des Luftmassenstroms im ges. Kennfeld des Referenzmotors

Der entscheidende Ansatz des Downsizingkonzepts besteht in der Verkleinerung des Hubvolumens. Um das Potential einer Hochaufladung gut auszuschöpfen, wurde der Hubraum des Modellmotors gegenüber dem des Referenzmotors von 1000 cm^3 auf 500 cm^3 , d.h. um 50 % reduziert. Unter Beibehaltung des Hub/Bohrungsverhältnisses und einer Verringerung der Zylinderzahl auf $z=2$ verkleinert sich der Bohrungsdurchmesser auf $d=66,5 \text{ mm}$, der Hub reduziert sich auf $71,9 \text{ mm}$. Der kleinere Bohrungsdurchmesser erfordert zudem eine Anpassung der Ventildurchmesser. Durch den Wegfall eines Zylinders und der kleineren Zylindereinheit bei gleichzeitiger Reduzierung der mittleren Kolbengeschwindigkeit kann der mechanische Wirkungsgrad infolge geringerer Reibungsverluste als höher angenommen werden. Die mit der Aufladung einhergehende höhere Leistungsdichte wirkt sich aber für die kleineren

Zylindereinheiten ungünstig auf die Klopfneigung aus, da die kleinere Brennraumoberfläche nur weniger Wärme abführen kann. Als entsprechende Gegenmaßnahme wurde das Verdichtungsverhältnis des Modellmotors von $\varepsilon = 10,1$ beim Referenzmotor auf $\varepsilon = 9$ und die mittlere Kühlwassertemperatur von 90°C auf 85°C abgesenkt. Ferner muss der Zündzeitpunkt durch Verschiebung in Richtung „spät“ angepasst werden. Damit verringert sich einerseits zwar der Hochdruckwirkungsgrad, andererseits wird aber im Falle der Abgasturboaufladung das dynamische Betriebsverhalten des Motors begünstigt, da dabei die Abgastemperatur und damit das Energieangebot an der Turbine ansteigt.

Tab. 6 Motordaten des “Modellmotors“ ($V_H = 0,5 \text{ l}$)

Arbeitsverfahren		Viertakt-Otto
Zylinderzahl		2
Ventile/Zylinder		4
Gesamthubraum	cm^3	499
Hub	mm	71,9
Bohrung	mm	66,5
Hub/Bohrungsverhältnis		1,08
Einlassventil	mm	25
Auslassventil	mm	22
Verdichtungsverhältnis		9,0:1
Zylinderabstand	mm	78
max. Drehmoment	Nm	82
bei Drehzahl	min^{-1}	2000
Nennleistung	kW	40
bei Drehzahl	min^{-1}	5600
Aufladung		ATL: KP-31 / Schraubenlader mit $i=6$
Ladeluftkühlung		ja

Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse zum aufgeladenen Modellmotor dargestellt und diskutiert.

7.2 Auslegung der Aufladeaggregate

Als Aufladeaggregate werden der Abgasturbolader und der Schraubenlader mit den bereits in Abschnitt 6.2 beschriebenen Laststeuerorganen Drosselklappe, Bypass und Einlasssteuerschieber untersucht.

Die Auswahl geeigneter Aufladeaggregate mit entsprechender Lieferkennung erfolgte anhand der Massenstrom-Charakteristik des Referenzmotors. Wird das Hubvolumen um 50 % verringert, muss bei gleicher Drehzahl zur Erzielung der gleichen Motorleistung die Luftdichte in etwa verdoppelt werden, siehe Gl.(7.1). Der erforderliche Ladedruck kann anhand Gl.(7.2) abgeschätzt werden:

$$P_e \sim \rho_L \cdot V_H \quad (7.1)$$

mit

$$p_L = \rho_L \cdot R \cdot T_L \quad (7.2)$$

Unter zusätzlicher Berücksichtigung von gewissen Strömungsverlusten ist die Annahme für den maximal erforderlichen Ladedruck mit 2,2 bar realistisch.

7.2.1 Abgasturbolader

Geeignete Abgasturbolader in dieser Leistungsklasse gibt es derzeit nur wenige. Ausgewählt wurde der kleinste Lader (Typenbezeichnung: *KP-31*) aus dem Turboladerprogramm der *K-Baureihe* der Firma *BorgWarner Turbo Systems*. Bei der *K-Baureihe* handelt es sich um ein Baukastensystem, welches kosten- und zeitsparend durch Kombination verschiedener Lader und Turbinen eine individuelle Abstimmung des Abgasturboladers auf den Motor ermöglicht.

Der *KP-31* ist ein Radialverdichter, der laut Hersteller bei Motoren im Leistungsbereich zwischen 20 und 95 kW zum Einsatz kommt.

Abb. 54 zeigt die gerechnete Volllastbetriebslinie des Modellmotors (gepunktete Linie) im Verdichterkennfeld des *KP-31*.

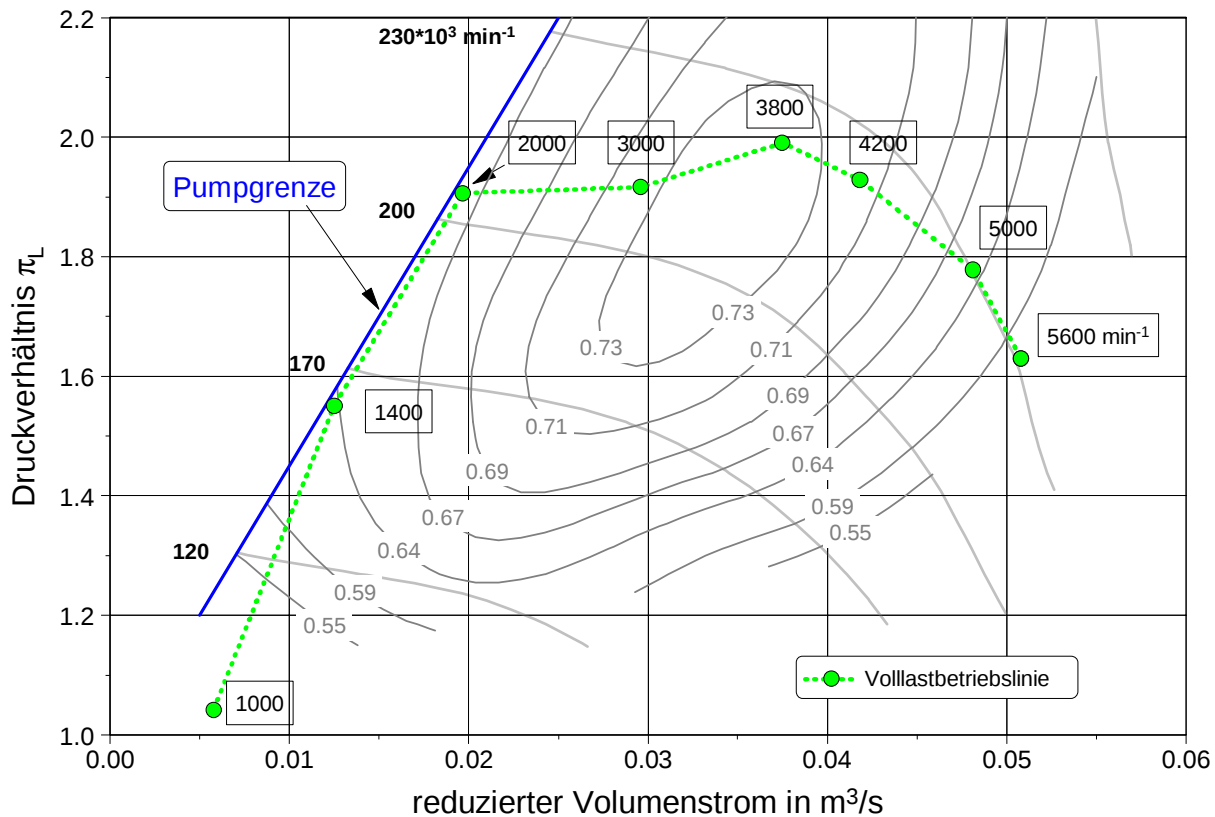


Abb. 54 Verdichterkennfeld des KP-31 mit eingetragener Volllastbetriebslinie

Im unteren Motor-Drehzahlbereich musste die Volllastbetriebslinie so nah wie möglich an die Pumpgrenze gelegt werden, um bereits hier den jeweils höchstmöglichen Ladedruck und das daraus folgende Drehmoment zu erreichen. Ein Verdichter mit noch kleinerem Laufraddurchmesser würde zwar die Volllastlinie im Kennfeld zu höheren Volumenströmen verschieben und somit den Sicherheitsabstand zur Pumpgrenze vergrößern, hätte aber zur Folge, dass sich die Betriebspunkte höherer Motordrehzahlen zu niedrigeren Verdichterwirkungsgraden verschieben.

Zur Abstimmung der Turbine stehen Turbinengehäuse unterschiedlichen Querschnitts zur Auswahl. Bei Fahrzeugmotoren wird die Vorauswahl des Turbinengehäuses durch eine einfache Anpassung an den ermittelten Lader getroffen [46]. Die Auswahl des bestgeeigneten Turbinengehäuses kann durch Versuche, oder wie heutzutage üblich, durch Simulationsrechnungen erfolgen. Die Vorgehensweise bei der Motorprozesssimulation ist ähnlich der im Motorversuch. Durch einfaches Austauschen der, die Turbine beschreibenden, Kennfelder, wird das geeignete Turbinengehäuse durch Simulationsrechnungen bestimmt. In Abb. 55 ist das so für den Modellmotor ausgewählte Turbinenkennfeld dargestellt.

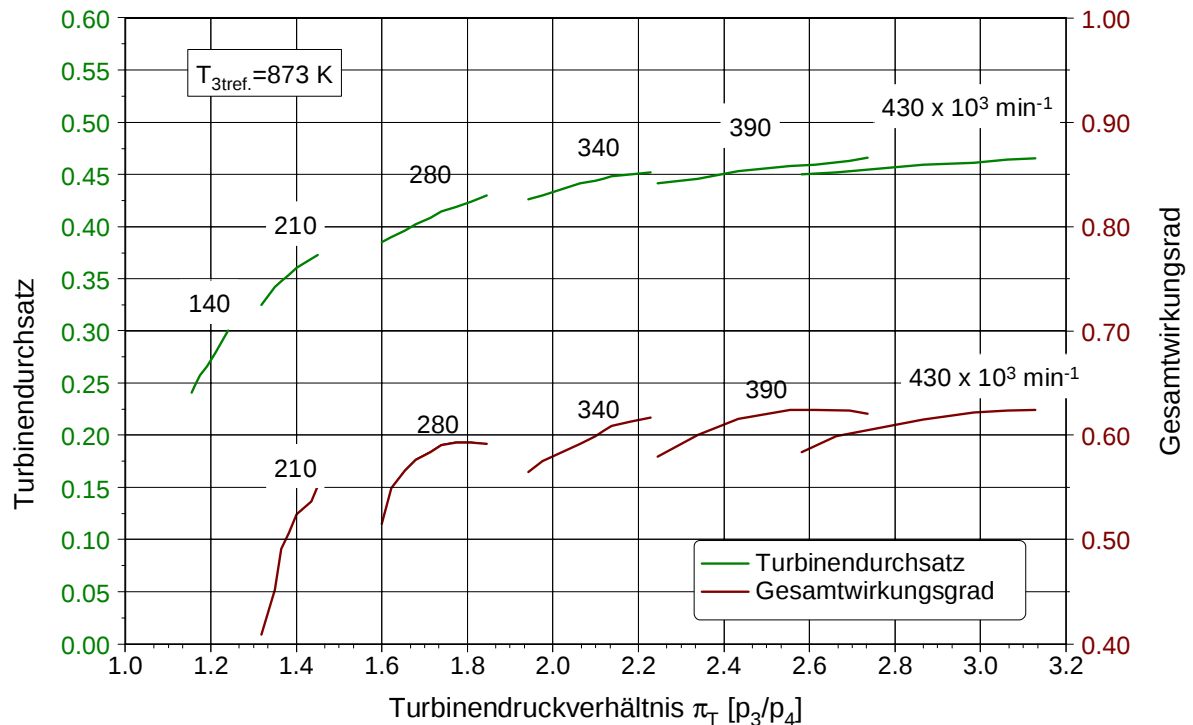


Abb. 55 Turbinenkennfeld des KP-31

Der Auslegungspunkt des Turboladers wurde für den Vollast-Motorbetriebspunkt bei einer Motordrehzahl von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ gewählt. Nur durch diese niedrige Auslegungsdrehzahl war es möglich, den Vollast-Drehmomentverlauf des Referenzmotors nachzubilden und ein akzeptables instationäres Betriebsverhalten des hubraumkleineren Modellmotors zu erzielen. Geregelt wird der Ladedruck über ein Wastegate.

7.2.2 SCREW-Lader

Die Auswahl eines geeigneten Schraubenladers für den mechanisch aufgeladenen Modellmotor gestaltete sich weitaus schwieriger als die des Turboladers. Zur Zeit existieren nämlich keine Serienschraubenlader, welche uneingeschränkt die geforderten Randbedingungen erfüllen. Auch im Bereich der Kältemaschinen existieren keine Schraubenverdichter, die derart niedrige Massenströme bei relativ niedrigen Druckverhältnissen bereitstellen, insbesondere in Verbindung mit einlassseitigen Schiebern zur Laststeuerung. Um dennoch eine Potentialabschätzung durchführen zu können, wurden vom Institut für Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund durch Simulationsrechnungen entsprechende Kennfelder erstellt. Wie bereits in Kap. 5 dargestellt, hat diese Forschungsstelle langjährige Erfahrung bei der Simulation der thermodynamischen Prozesse von Schraubenmaschinen, so dass auch hier von zuverlässigen Betriebswerten ausgegangen werden kann.

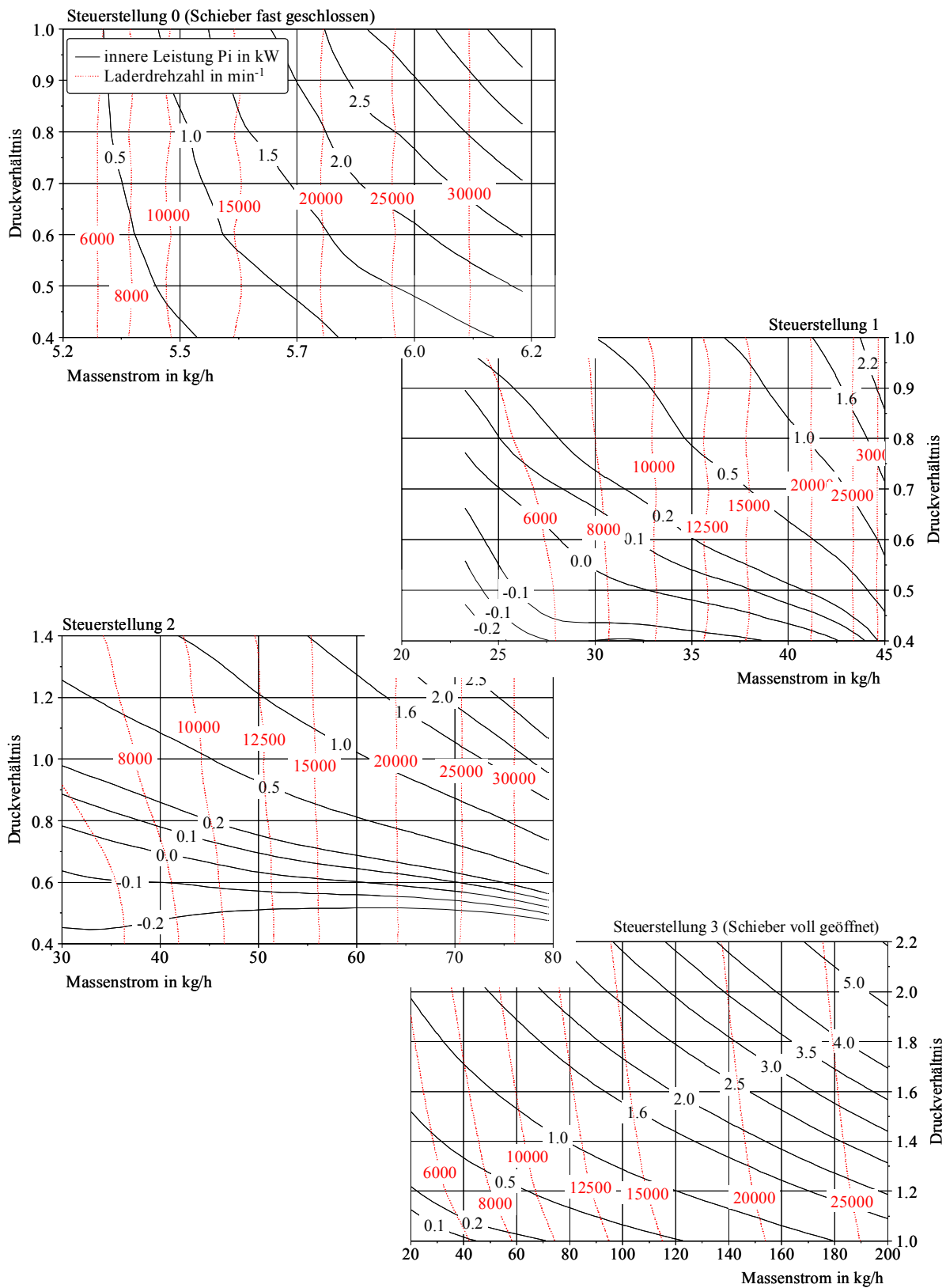


Abb. 56 Kennfelder des berechneten Schraubenladers für unterschiedliche Stellungen des Einlasssteuerschiebers

Abb. 56 zeigt diese Kennfelder, zwischen denen entsprechend der gewünschten lastabhängigen Steuerstellung linear interpoliert wird. Steuerstellung 0 entspricht dabei einem nahezu geschlossenen Einlassquerschnitt, bei Motorleerlauf, Steuerstellung 3 einem ungesteuerten Lader, mit vollständig geöffnetem Einlassquerschnitt.

Die Laderübersetzung wurde so gewählt, dass der Modellmotor den geforderten Drehmomentverlauf des Referenzmotors darstellen kann. Der Referenzmotor erreicht sein maximales Drehmoment bereits bei der für Saugmotoren relativ niedrigen Drehzahl von $n_M=2000 \text{ min}^{-1}$, wodurch ein Übersetzungsverhältnis von $i=6$ erforderlich ist.

Als Motorlaststeuerorgane werden die Drosselklappe in Verbindung mit einem Bypassventil zur Ladedruckregelung eingesetzt; als Alternative dazu wird auch der ladereinlassseitige Steuerschieber betrachtet.

7.3 Wirkungsgradsteigerung durch Downsizing

Abb. 57 zeigt die Volllastdrehmomentverläufe der betrachteten Motoren.

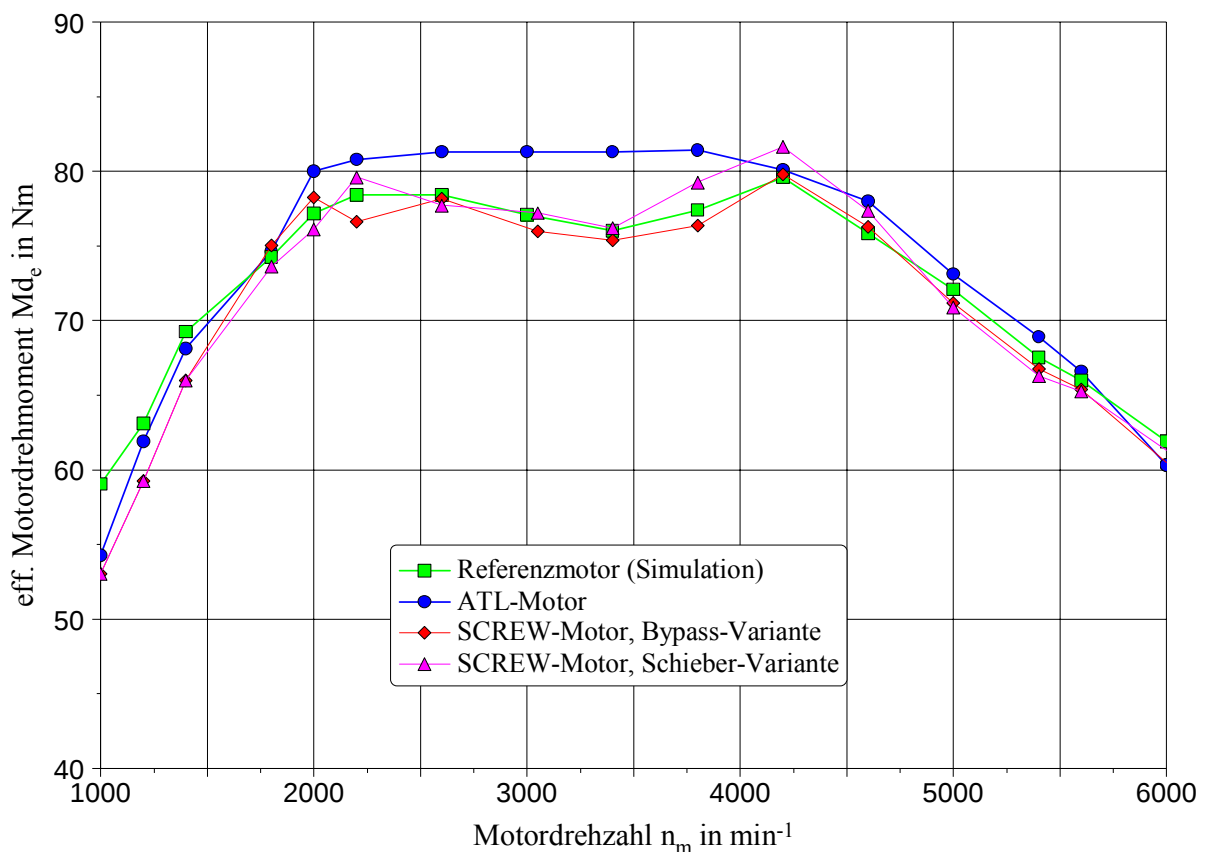


Abb. 57 Vergleich der Volllastdrehmomente des Referenzmotors und der Aufladevarianten des Modellmotors

Alle Downsizingkonzepte des Modellmotors weisen im unteren Drehzahlbereich ein etwas niedrigeres Drehmoment als der Referenzmotor auf. Dabei war für den ATL-Motor bereits das kleinste verfügbare Turbinengehäuse gewählt worden, so dass der Ladedruck zur Anhebung des Drehmoments unterhalb seiner Auslegungsdrehzahl nicht weiter erhöht werden kann. Bei den SCREW-Motoren könnte hier durch Anheben des Übersetzungsverhältnisses das Drehmoment weiter erhöht werden, dies würde aber zu höherer Laderantriebsleistung führen, insbesondere im oberen Drehzahlbereich, wo kein höheres Übersetzungsverhältnisses erforderlich ist. Oberhalb der Motordrehzahl von $n_M=2000 \text{ min}^{-1}$ kann das Drehmoment des Referenzmotors bei allen aufgeladenen Motorvarianten gut nachgebildet werden. Dazu wurde der Ladedruck entsprechend angepasst. Beim ATL-Motor konnte das maximale Drehmoment sogar über einen breiten Drehzahlbereich konstant gehalten werden, was beim Referenzmotor aufgrund seines drehzahlabhängigen Liefergrades ohne weitere Zusatzmaßnahmen, wie beispielsweise den Einsatz eines Schaltsaugrohres, nicht möglich war.

Beim Übergang zu höheren Drehzahlen verschlechtert sich der Liefergrad des Motors zunehmend und drückt das Drehmoment des Referenzmotors weit nach unten. Der jeweils entsprechende Ast der Drehmomentkurven der aufgeladenen Motorvarianten konnte durch entsprechende Ladedruckanpassung auf gleichen Verlauf eingestellt werden. Insgesamt gesehen wird der Drehmomentverlauf des Referenzmotors brauchbar gut nachgebildet, was Voraussetzung für eine vergleichende Bewertung mit den Downsizingkonzepten ist.

7.3.1 ATL-Motor

Um die motortechnischen Zusammenhänge des Downsizing im Detail zu analysieren, wird zunächst nur der abgasturboaufgeladene Modellmotor betrachtet. Das primäre Ziel von Downsizingkonzepten ist die Einsparung an Kraftstoff. Abb. 58 vergleicht die b_e -Kennfelder von ATL- und Referenzmotor im stationären Betrieb. Zu erkennen ist die deutliche Kraftstoffeinsparung im gesamten Kennfeldbereich durch ATL-Aufladung. Maximale Einsparungen liegen, wie erwartet, im unteren Drehzahlbereich bei niedriger Last. An der Volllast gleicht sich der spezifische Kraftstoffverbrauch des Modellmotors dem des Referenzmotors an. Die Kraftstoffeinsparung ist das Resultat des geringeren Reibleistungsanteils an der abgegebenen Motorleistung und der günstigeren Ladungswechselerbeit. Die wesentlichen Zusammenhänge sollen im Folgenden beispielhaft für die Motordrehzahl $n=2000 \text{ min}^{-1}$ erläutert werden.

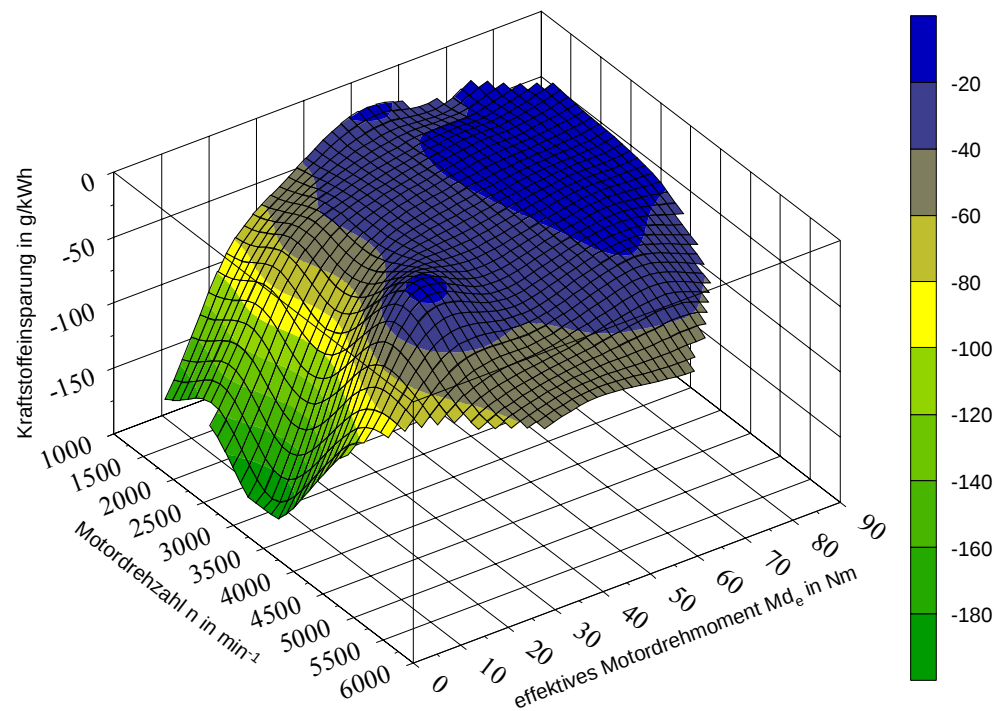


Abb. 58 Kraftstoffverbrauchsvorteil des ATL-Motors in g/kWh gegenüber dem Referenzmotor im Motorkennfeld

Dazu zeigt Abb. 59 auch noch die prozentuale Krafteinsparung bei 2000 min^{-1} über der Last.

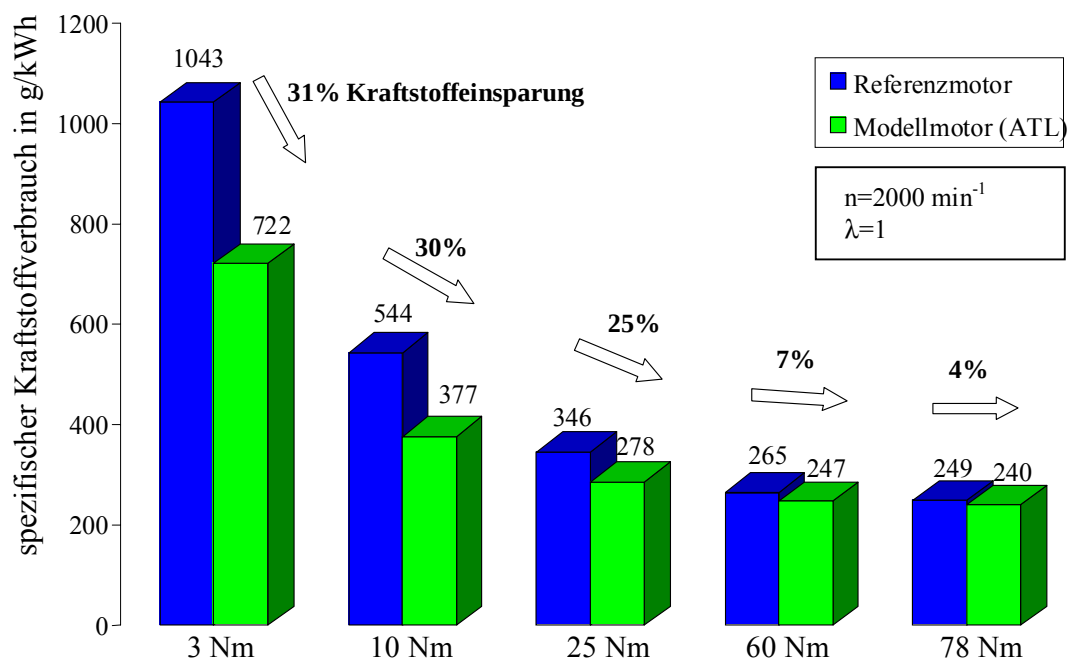


Abb. 59 Kraftstoffeinsparung bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$

Zur Analyse der Verluste infolge Reibung, Wandwärme und Ladungswechsel sind die Wirkungsgrade für die Motordrehzahl $n=2000 \text{ min}^{-1}$ in Abb. 60 für den ATL-Motor (Modellmotor) und in Abb. 61 für den Referenzmotor dargestellt.

Der Vergleich der beiden Abbildungen zeigt deutlich, dass der Referenzmotor prozessbedingt durch das höhere Verdichtungsverhältnis einen höheren adiabaten Hochdruckwirkungsgrad (Gl. 7.4) erreicht. Zur Vermeidung von klopfender Verbrennung musste am Modellmotor die Verdichtung gesenkt werden, was Hauptursache des geringeren Wirkungsgrad des Modellmotors ist. Am anschaulichsten zeigt dies der theoretische Vergleichsprozess (Gleichraumprozess), dessen Wirkungsgrad (Gl. 7.3) außer vom Isentropenexponenten nur vom Verdichtungsverhältnis ε abhängt.

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} \quad (7.3)$$

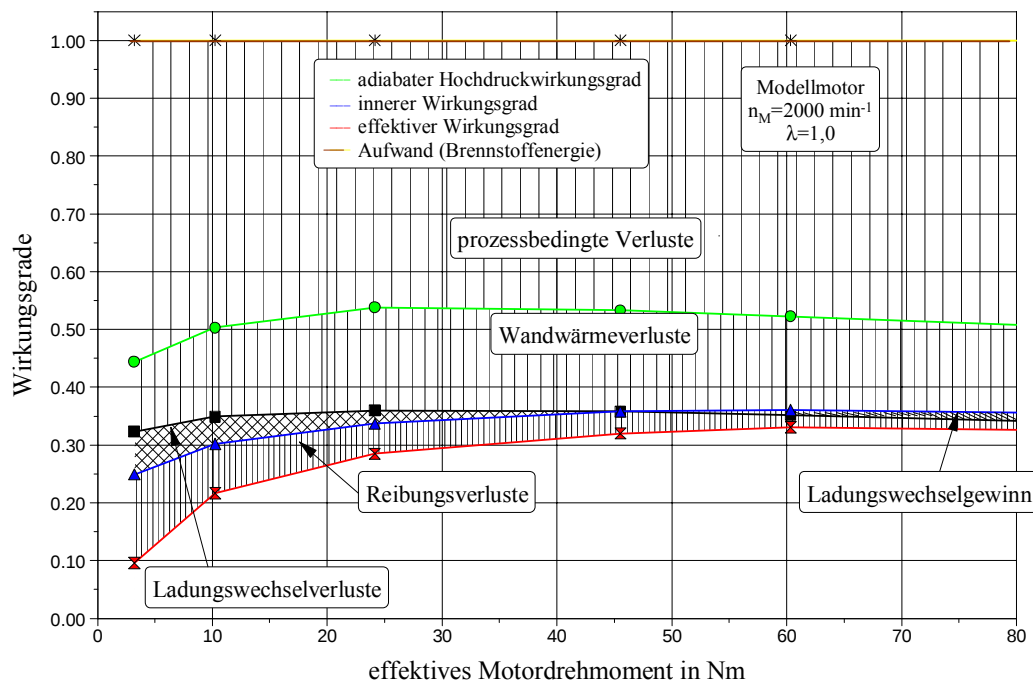


Abb. 60 Wirkungsgrade am Modellmotor in Abhängigkeit des effektiven Drehmoments

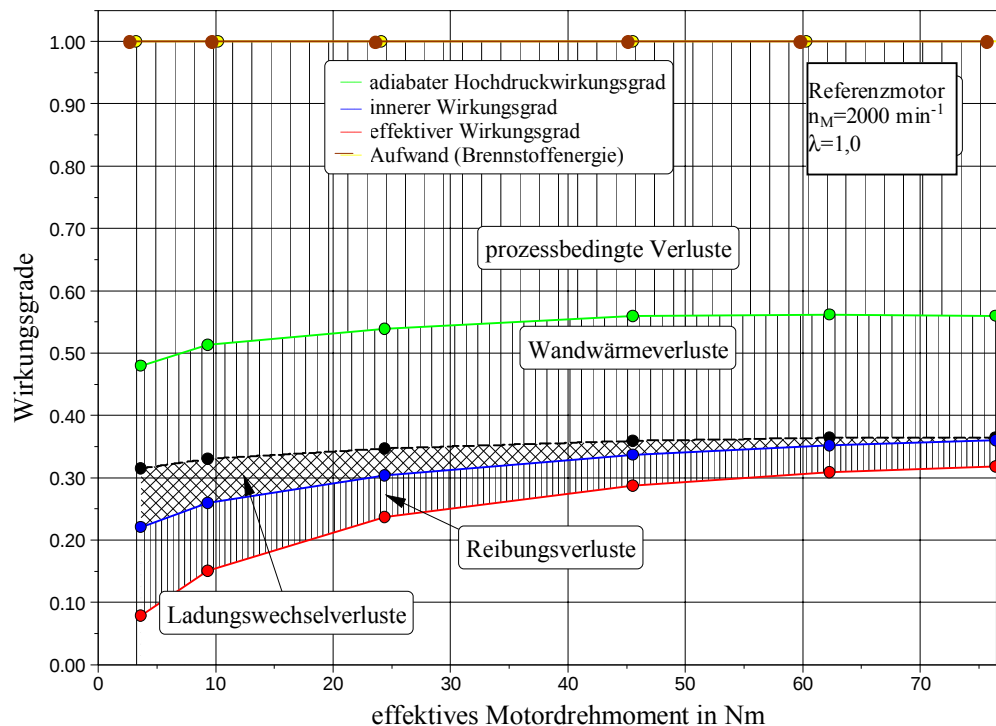


Abb. 61 Wirkungsgrade am Referenzmotor in Abhängigkeit des effektiven Drehmoments

Der effektive Wirkungsgrad nimmt mit steigender Last zu und erreicht bei beiden Motoren nahe der Vollast sein Maximum. Mit abnehmender Last fällt der effektive Wirkungsgrad immer steiler ab und erreicht im Leerlauf definitionsgemäß den Wert Null. Ursache für diesen Verlauf sind der Einfluss der Reibungsverluste und im Wesentlichen die Verluste, die durch die Drosselung zur Lastregulierung entstehen.

Die Reibleistung am Modellmotor fällt durch das kleinere Triebwerk geringer aus. Entscheidend für den höheren effektiven Wirkungsgrad ist zudem der geringere Verlust an Ladungswechselerbeit. Bei gleich niedrigem Drehmoment ist beim Referenzmotor (Saugmotor) die Drosselklappe weitgehend zu schließen. Dadurch sinkt der Druck im Ansaugrohr weit unter den Umgebungsdruck und der Kolben muss eine hohe Arbeit aufbringen, um den Zylinder zu füllen. Der Modellmotor (mit Aufladung) erreicht das gleiche Drehmoment unter geringerer Drosselung. Er kann „freier atmen“, der Kolben muss weitaus weniger Arbeit aufbringen, um den Zylinder mit etwa der gleich großen Ladung zu füllen. Infolge dessen fällt die aufzubringende Ladungswechselerbeit des Modellmotors im Teillastbereich deutlich niedriger aus als die des Referenzmotors (Abb. 62), was sich im Wirkungsgrad deutlich bemerkbar macht. Für den Modellmotor ist ein etwas höherer Abgasgegendruck zu erkennen, der einerseits durch die kleineren Ventildurchmesser entsteht sowie durch die Turbine, die für den Motor eine Drossel im Auslasskanal darstellt und das Abgas entsprechend aufstaut.

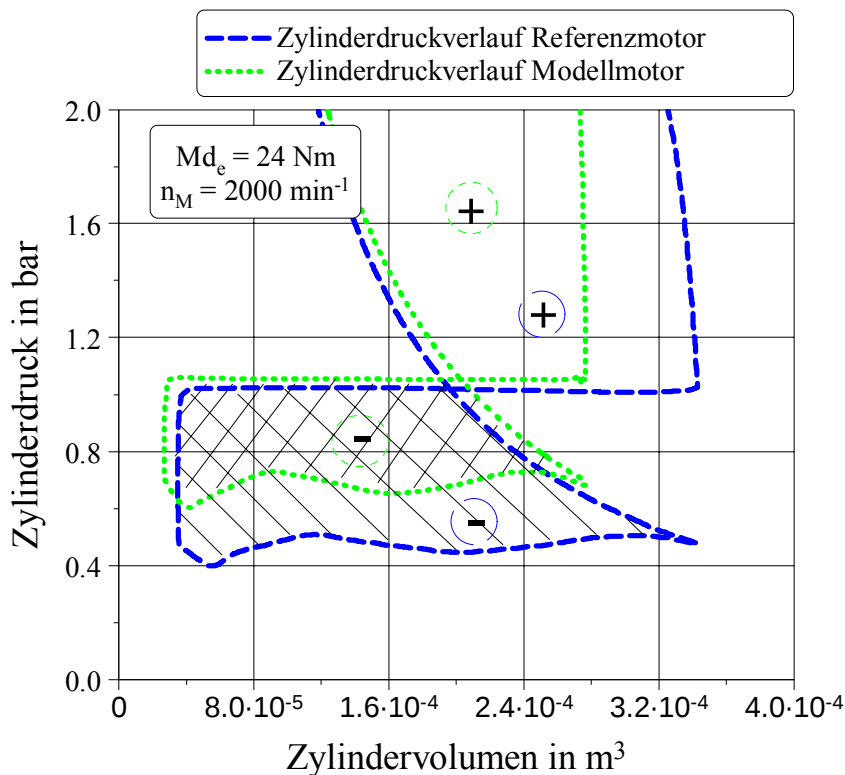


Abb. 62 Ladungswechselschleife von Modell- und Referenzmotor bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $M_d = 24 \text{ Nm}$

Wird am Referenzmotor die Drosselklappe voll geöffnet, kann der Motor ebenfalls „frei atmen“ und er liefert das Volllastmoment von 80 Nm . Lediglich Strömungsverluste im Ansaugleitungssystem führen zu gewissen Drosselverlusten, so dass insgesamt aber die aufzubringende Ladungswechselschleife auf ein Minimum reduziert wird (Abb. 63). Der Modellmotor erreicht dieses Minimum schon bei einem Drehmoment von 40 Nm (halbe Last), da die Drosselklappe bereits fast vollständig geöffnet ist und der Motor bei Umgebungsdruck ansaugt. Erhöht man das Drehmoment des Modellmotors bis auf Volllast (80 Nm), bleibt die Drosselklappe weiterhin ganz geöffnet, das Wastegate an der Turbine ist geschlossen und der Verdichter fördert bei erhöhtem Ladedruck den erforderlichen Massenstrom in die Zylinder. Dabei unterstützt er die Abwärtsbewegung des Kolbens, so dass sich eine positive, die indizierte Arbeit erhöhende Ladungswechselschleife ergibt. Auslegungsbedingt tritt dieser Effekt bei der Motordrehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ am stärksten auf. Mit zunehmender Motordrehzahl steigt trotz leicht abfallenden Ladedrucks der Durchsatz durch den Motor und damit der Druck vor der Turbine an, so dass die positive Ladungswechselschleife kleiner und im ungünstigen Fall auch wieder negativ wird.

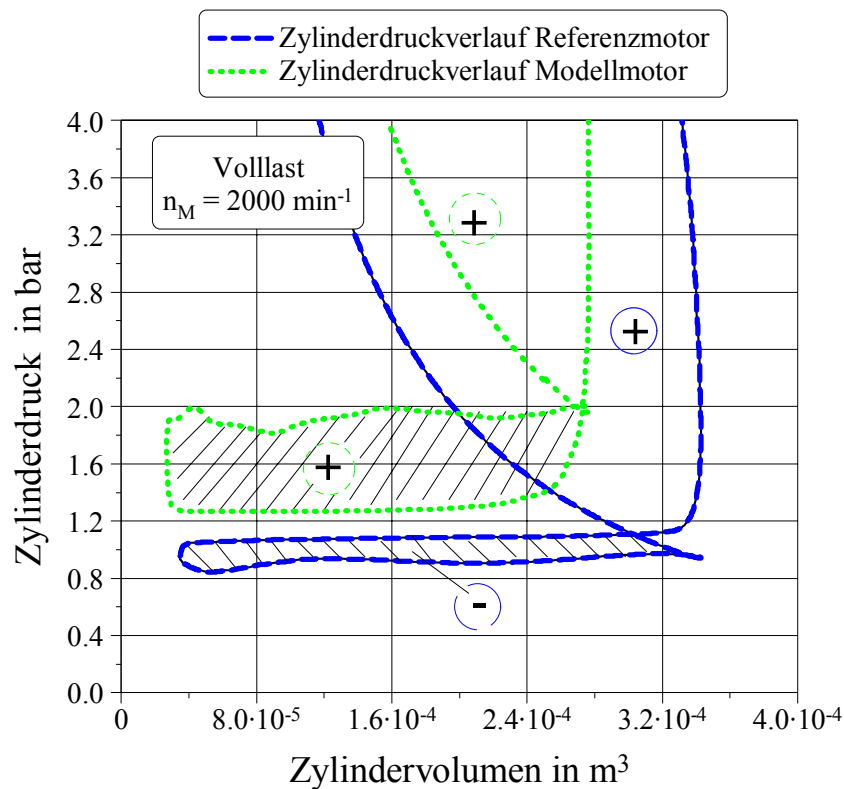


Abb. 63 Ladungswechselschleife von Modell- und Referenzmotor bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$ an der Volllast (80 Nm)

Der adiabate Hochdruckwirkungsgrad (Gl. 7.4) erreicht beim Referenzmotor sein Maximum erst an der Volllast (Abb. 61) und fällt zu niedriger Last infolge starker Drosselwirkung kontinuierlich ab.

Definiert ist der adiabate Hochdruckwirkungsgrad nach Gl. 7.4 [8]:

$$\eta_{HD,ad} = \frac{W_{i,HD} + Q_{W,HD}}{Q_{Bzu}} \quad (7.4)$$

mit

$W_{i,HD}$	innere Arbeit in der Hochdruckschleife,
$Q_{W,HD}$	Wandwärmeverluste in der Hochdruckschleife,
Q_{Bzu}	freigesetzte Verbrennungsenergie.

Am Modellmotor erreicht der adiabate Hochdruckwirkungsgrad wegen des frühen Entdrosselns sein Maximum bereits bei mittlerer Last, mit weiter steigender Last fällt er dann jedoch aufgrund hoher Abgasgedrücke wieder leicht ab.

Positiv auf den Hochdruckwirkungsgrad wirkt sich auch der mit zunehmender Entdrosselung kleinere Restgasanteil aus (Abb. 64), wodurch wiederum die Brenndauer verkürzt, und, zu deuten am steigenden Zylinderspitzenruck, schließlich der indizierte Wirkungsgrad entsprechend gesteigert wird.

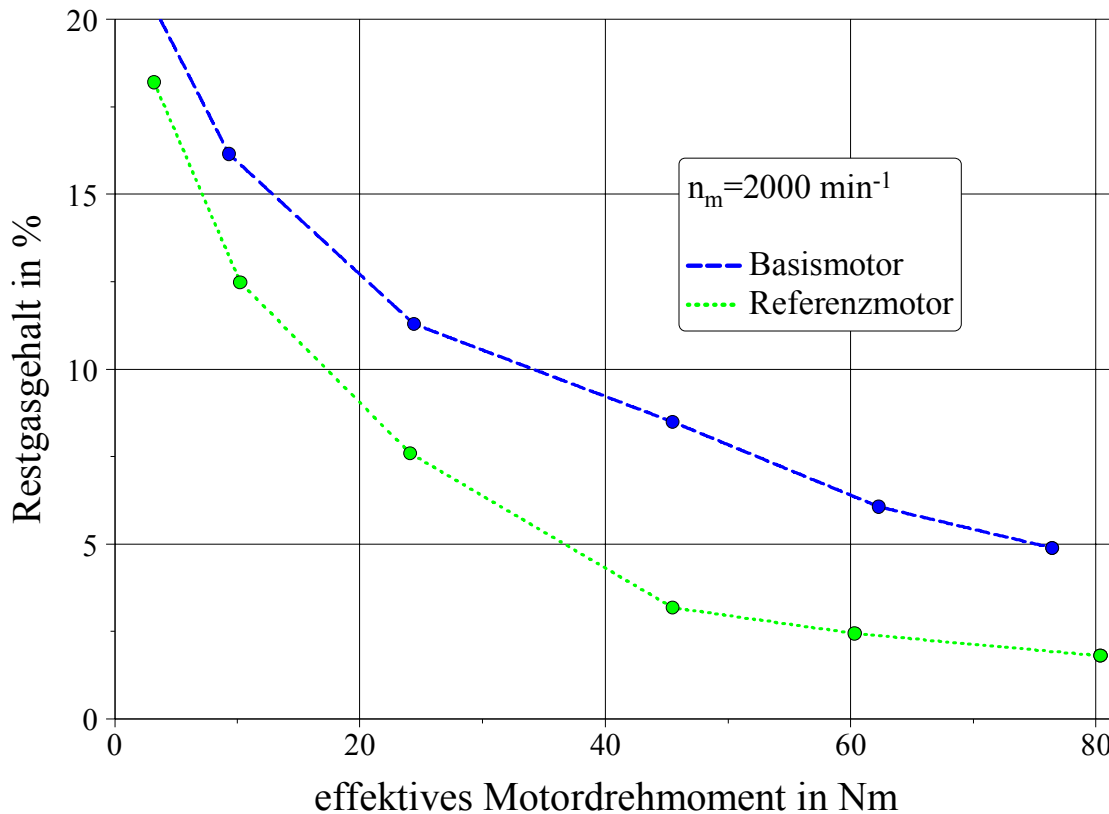


Abb. 64 Restgasgehalt in Abhängigkeit der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ von Modell- und Referenzmotor

Die Wandwärmeverluste Q_w variieren nur wenig und haben somit auch nur geringen Einfluss auf den lastabhängigen Verlauf des effektiven Wirkungsgrads.

Die Überlagerung der beschriebenen Einflüsse führt schließlich dazu, dass der maximale effektive Wirkungsgrad am Modellmotor, ausgehend von Niedriglast, mit zunehmender Last bereits deutlich früher als beim Referenzmotor erreicht wird, für die hier exemplarisch betrachtete Motordrehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ schon bei $2/3$ der Vollast.

Insgesamt liegt der effektive Wirkungsgrad des Modellmotors im gesamten Lastbereich höher als der des Referenzmotors, was schließlich die Wirksamkeit des Downsizingkonzepts für den ATL-Modellmotor belegt.

7.3.2 SCREW-Motoren

Die Untersuchungen zu den mechanisch aufgeladenen Downsizingmotoren ergaben ebenfalls ein deutliches Kraftstoffeinsparpotential für das Downsizing. Dazu zeigt Abb. 65 die prozentuale Verbrauchsdifferenz des mechanisch aufgeladenen Motors mit Bypass- und Drosselklappensteuerung gegenüber dem Referenzmotor (leistungsgleicher Saugmotor) im Motorkennfeld. Dabei stellen die positiven Werte den Vorteil des Downsizingmotors dar.

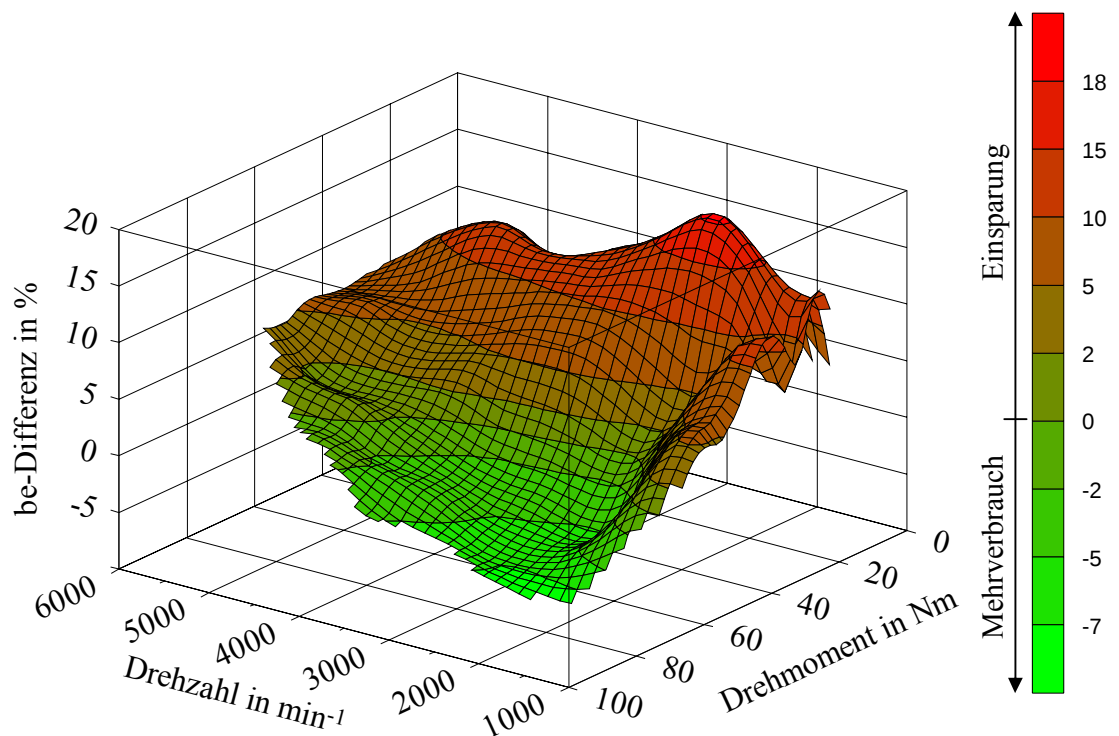


Abb. 65 Kraftstoffverbrauchsdifferenz (Einsparung) des mechanisch aufgeladenen Modellmotors mit Bypass- und Drosselklappensteuerung gegenüber dem Referenzmotor (Saugmotor) in %

Der mechanisch aufgeladene Modellmotor bringt im Teillastbereich Kraftstoffverbrauchsvorteile gegenüber dem Referenzmotor von bis zu 18 %. Lediglich im Volllastbereich verbraucht der Modellmotor bis zu 7% mehr Kraftstoff als der Referenzmotor, was auf die zusätzlich von der Kurbelwelle aufzubringende Laderantriebsleistung zurückzuführen ist.

Der mechanisch aufgeladene Modellmotor mit ladereinlassseitigen Drehschiebern zur Laststeuerung zeigt ein ähnliches Verhalten. Abb. 66 stellt dazu das

Kraftstoffverbrauchsdifferenzenkennfeld zwischen schiebergesteuertem Modellmotor und dem Referenzmotor dar.

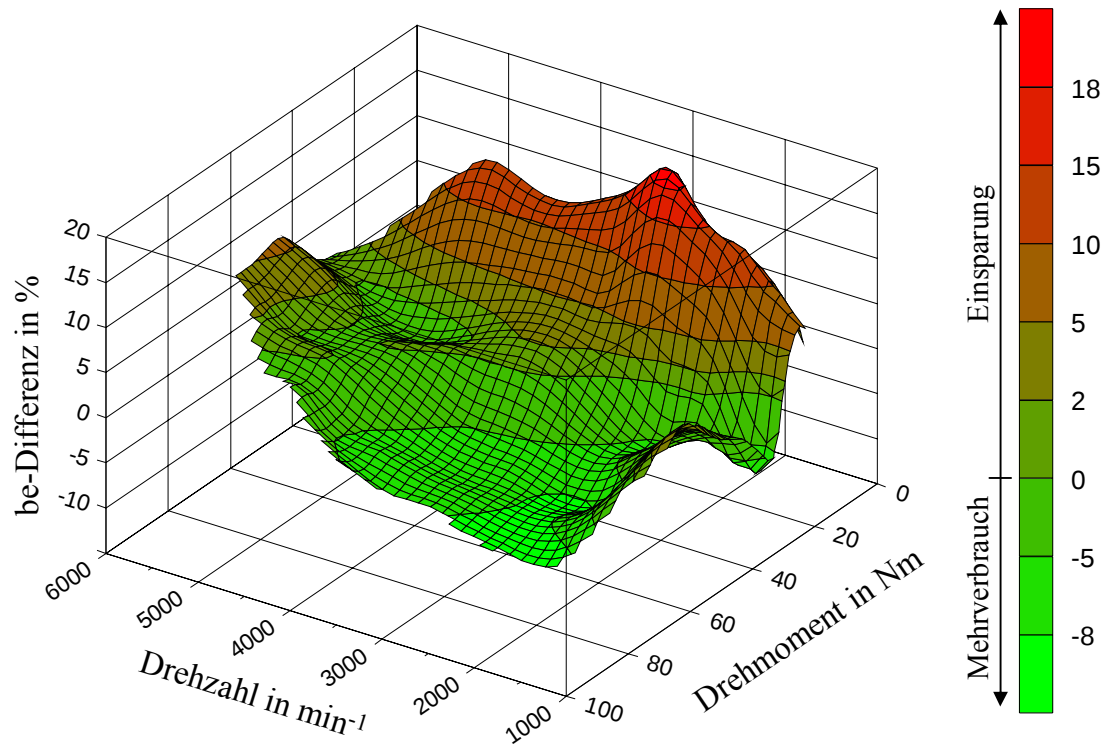


Abb. 66 Kraftstoffverbrauchsdifferenz des mechanisch aufgeladenen Modellmotors mit Schiebersteuerung gegenüber dem Referenzmotor in %

Ähnlich wie die SCREW-Variante mit Bypass- und Drosselklappensteuerung ergibt sich auch hier ein Mehrverbrauch von max. 8 % an der Volllast, im Teillastbereich beträgt der Kraftstoffverbrauchsvorteil bis zu 18%. Der an sich zu erwartende Kraftstoffverbrauchsvorteil der Schiebersteuerung gegenüber der Bypassvariante im Teillastbereich stellt sich nicht ein. Dies dürfte vor allem an der Laderantriebsleistung liegen, die entgegen den Erwartungen im gesamten Kennfeldbereich nicht negativ (im Sinne einer vom Motor abgegebenen Arbeit) wird, zum Teil sogar deutlich höher liegt als bei der Bypassvariante. Abb. 67 zeigt dazu ein Differenzenkennfeld der Laderantriebsleistungen von schieber- und bypassgesteuertem Modellmotor.

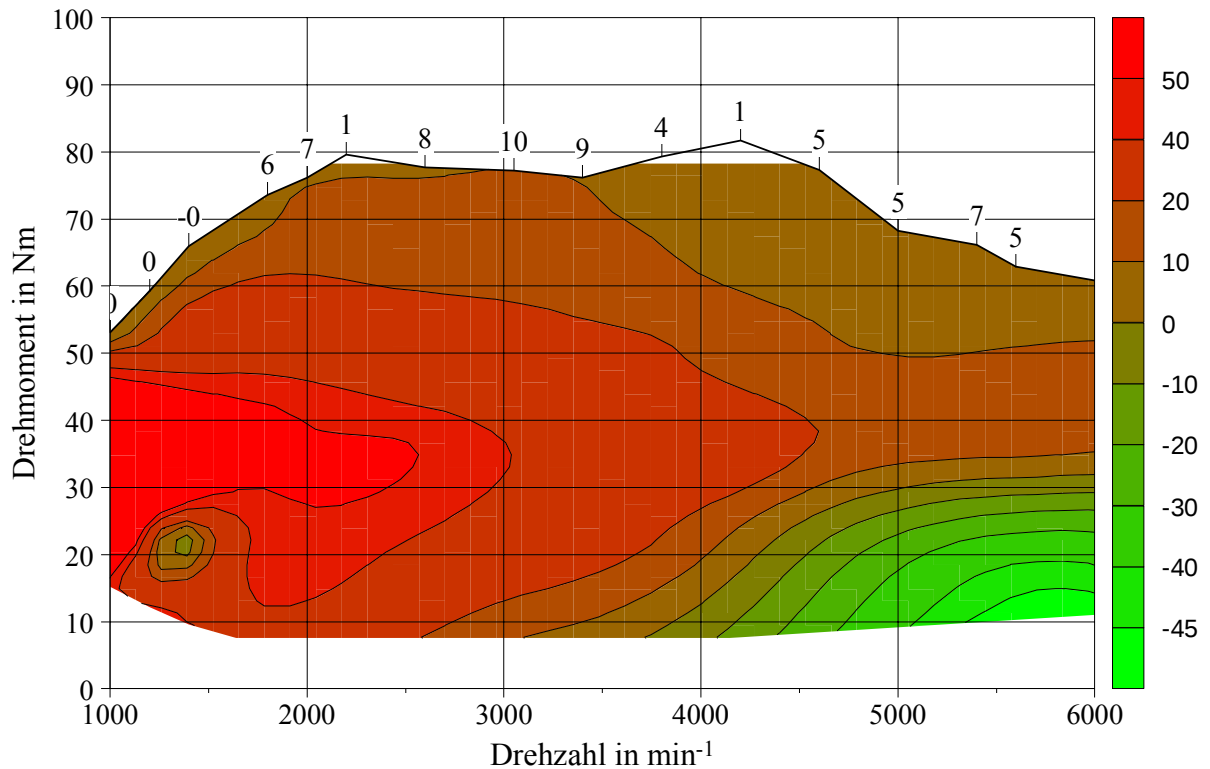


Abb. 67 Prozentuales Differenzenkennfeld der Laderantriebsleistungen von schieber- und bypassgesteuertem Modellmotor

Lediglich bei hoher Drehzahl und niedriger Last ergeben sich für den schiebergesteuerten Modellmotor Vorteile (vgl. Abschnitt 5.2) gegenüber dem bypassgesteuerten Modellmotor. Dieser Betriebsbereich wird im Fahrbetrieb jedoch nur selten genutzt.

Die durch die feste Auslasssteuerkante bedingte Prozessführung des Laders führt zu einem zu relativ hohen unerwünschten Verdichterenddrücken, zum anderen zu hohen Spaltverlusten innerhalb der Arbeitskammern aufgrund des spät öffnenden Auslassquerschnitts und dem damit entsprechend langen Arbeitsspiel. Aufgrund des kleinen Verdichters wirken sich die Leckverluste innerhalb der Maschine sehr stark aus, was zu einem niedrigen Laderwirkungsgrad führt.

7.3.3 Wirkungsgradvorteil im dynamischen Motorbetrieb

Da im alltäglichen Betrieb eines PKW die Volllast nur bei starker Beschleunigung und schneller Autobahnfahrt abgerufen wird, ist zu erwarten, dass sich im dynamischen Betrieb eine beachtliche Kraftstoffeinsparung für die Modellmotorvarianten einstellen wird. Im Folgenden werden nun für ein seriennahes Fahrzeug mit dem Referenzmotor

bzw. mit den aufgeladenen Downsizingvarianten der Kraftstoffverbrauch im EUDC-Zyklus durch Simulationsrechnungen ermittelt und vergleichend gegenübergestellt.

Zur Modellierung des Fahrzeugs wurden die in Tab. 7 dargestellten Fahrzeugdaten gesetzt.

Tab. 7 Daten des modellierten Fahrzeugs

Fahrzeuggesamtmasse	1000 kg
Frontfläche	1.7 m ²
Luftwiderstandsbeiwert	0.32
Dynamischer Reifenhalmmesser	0.28 m
Rollwiderstandsbeiwert f_0	0.008
Rollwiderstandsbeiwert f_1	0.0014
Rollwiderstandsbeiwert f_4	0.0003
Wirkungsgrad des Getriebes	0.98
Wirkungsgrad des Achsantriebs	0.98
Übersetzung 1.Gang	3.55
Übersetzung 2.Gang	1.96
Übersetzung 3.Gang	1.3
Übersetzung 4.Gang	0.89
Übersetzung 5.Gang	0.71
Übersetzung des Achsantriebs	3.74

Die Fahrzeugdaten sind für alle Motorvarianten nahezu gleich. So wurde die Fahrzeuggesamtmasse nicht verändert, da die Gewichtseinsparung aufgrund der Hubraumverkleinerung durch das zusätzliche Gewicht von Aufladeaggregat und Ladeluftkühler wieder kompensiert wird. Lediglich das Trägheitsmoment des Motors reduziert sich aufgrund des Wegfalls einer Zylindergruppe von 0.12 kgm² auf 0.09 kgm². Das Trägheitsmoment des Schraubenladers wurde mit 0.008 kgm² abgeschätzt.

Um Anfahrtschwächen des mit dem ATL-Modellmotor angetriebenen Fahrzeugs zu kompensieren und die im Zyklus geforderte Fahrzeugbeschleunigung überhaupt erreichen zu können, war es notwendig, die Übersetzung der Getriebestufen bei dieser Motorvariante kürzer abzustimmen und die Achsübersetzung anzupassen.

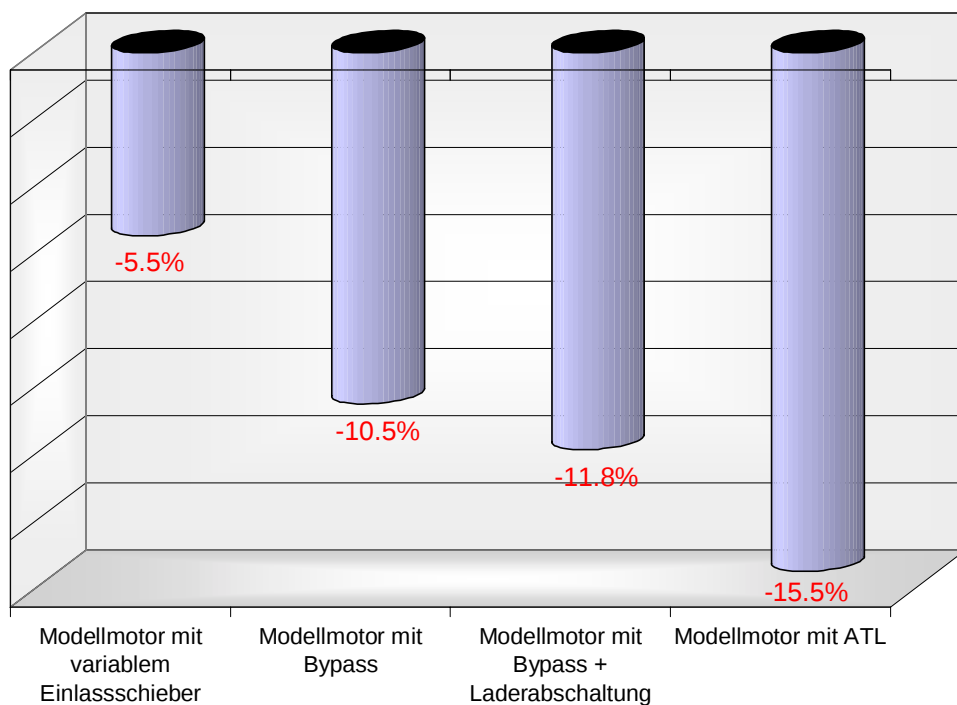
Tab. 8 zeigt die gewählten Getriebe- und Achsübersetzungen des Fahrzeugs mit ATL-Modellmotor.

Tab. 8 Getriebe- und Achsübersetzung des Fahrzeugs mit ATL-Modellmotor

Übersetzung 1.Gang	3.9
Übersetzung 2.Gang	2.6
Übersetzung 3.Gang	1.72
Übersetzung 4.Gang	1.14
Übersetzung 5.Gang	0.93
Übersetzung des Achsantriebs	3.55

Neben den drei bereits erwähnten Modellmotorvarianten wurde als vierte Variante die Abschaltung des mechanischen Laders unterhalb der Motordrehzahl $n_M=1600 \text{ min}^{-1}$ untersucht.

Abb. 68 zeigt die Kraftstoffeinsparung der vier Downsizingvarianten im Vergleich zum Referenzmotor (leistungsgleicher Saugmotor) im EUDC-Zyklus.

**Abb. 68** Kraftstoffeinsparung der Downsizingvarianten im Vergleich zum Referenzmotor (100 %) im EUDC-Zyklus

Das größte Potential zur Kraftstoffeinsparung weist die Variante "ATL" mit 15.5 % auf. Der mechanisch aufgeladene Modellmotor mit "Drosselklappen-/Bypasssteuerung und Laderabschaltung" stellt sich mit 11.8 % Kraftstoffverbrauchsreduzierung ebenfalls sehr positiv dar. Dabei zeigt die Laderabschaltung gegenüber der Drosselklappen-/Bypassvariante ohne Laderabschaltung ein Verbesserungspotential von 1.3 Prozentpunkten, was allerdings in einer gesamtwirtschaftlichen Betrachtung den Aufwand für eine Laderabschaltung durch eine elektromagnetische Kupplung eher fragwürdig erscheinen lässt, zumal der Lader nur selten abgeschaltet wird. Lediglich in der Konstantfahrphase bei 50 km/h sowie im Leerlauf, konnte der Lader in diesem Testzyklus drehzahlregelt abgeschaltet werden. Zu bedenken sind ferner mögliche unerwünschte Antriebsstrangschwingungen durch das plötzliche Zu- und Abschalten des Laders, die den Fahrkomfort negativ beeinträchtigen können.

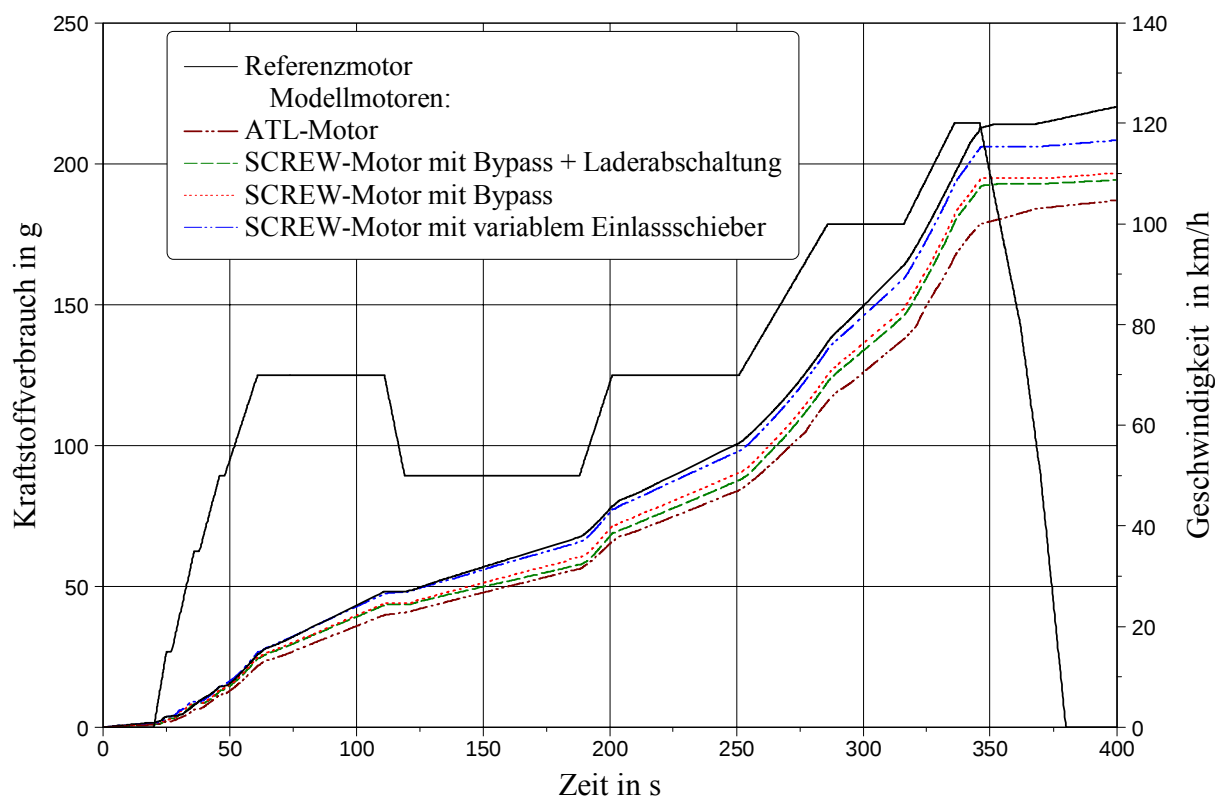


Abb. 69 Absoluter Kraftstoffverbrauch der betrachteten Motorvarianten im EUDC-Zyklus

Die Modellmotor-Variante mit Einlassschieber hat gegenüber dem Referenzmotor immerhin noch einen Kraftstoffverbrauchsvorteil von 5.5 % aufzuweisen. Die Realisierung einer steuerbaren Auslasssteuerkante könnte hier sicherlich deutlich zur weiteren Kraftstoffeinsparung beitragen.

Für das mit Modellmotor-Variante "ATL" angetriebene Fahrzeug zeigten sich Nachteile im Beschleunigungsverhalten gegenüber dem mit mechanisch aufgeladenem

Modellmotor angetriebenen Fahrzeug. So musste, wie bereits erwähnt, die Getriebe- und Achsübersetzung geändert werden, um das verzögerte Ansprechverhalten des Turboladers weitestgehend zu kompensieren, obwohl sich der EUDC-Zyklus mit maximalen Beschleunigungswerten von 0.7 m/s^2 eher moderat darstellt. Der mechanisch aufgeladene Modellmotor hingegen zeigte sogar noch Reserven zu höheren Beschleunigungswerten.

Um mögliches weiteres Potential der Downsizing-Motoren aufzufinden, soll im Folgenden untersucht werden, welche Kraftstoffverbrauchssenkung durch eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses im unteren Lastbereich erzielt werden kann.

7.4 Variables Verdichtungsverhältnis

Wie bereits in Kapitel 7.1 erwähnt, musste für die Modellmotor-Varianten gegenüber dem Referenzmotor (leistungsgleicher Saugmotor) zur Vermeidung des Vollastklopfens das geometrische Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=10,1$ auf $\epsilon=9,0$ abgesenkt werden. Um den damit einhergehenden prinzipiellen Wirkungsgradnachteil zu kompensieren und das Potential der Verbrauchssenkung durch Aufladung noch weiter auszuschöpfen, bietet sich die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses mit abnehmender Last als Möglichkeit zur deutlichen Steigerung des Hochdruckwirkungsgrads gegenüber dem Betrieb mit konstantem Verdichtungsverhältnis an.

Als konstruktive Lösungen zur Realisierung eines Variablen Verdichtungsverhältnisses lassen sich vier wesentliche Lösungsprinzipien nennen:

1. Ein verstellbarer, im Zylinderkopf angeordneter Nebenkolben (Abb. 70), ermöglicht die Reduzierung des Kompressionsvolumens [33]. Ein wesentlicher Nachteil, insbesondere im Hinblick auf die Schadstoffemissionen, ergibt sich durch die Zerklüftung des Brennraumes. Ferner stellt die heute hauptsächlich angewendete 4-Ventiltechnik nicht genügend Bauraum zur Verfügung. Positiv sind u.a. der geringe konstruktive Aufwand und die niedrigen Stellkräfte.

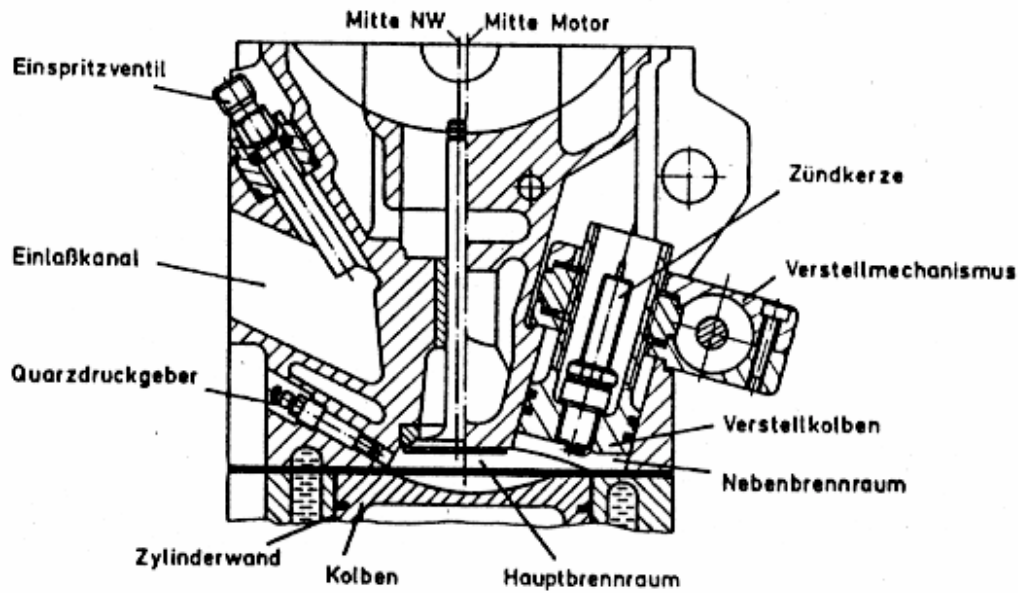


Abb. 70 Versuchsmotor mit Verstellkolben im Zylinderkopf [33]

2. Der Eingriff in die Pleuel-Kolben-Kinematik [13], wie in Abb. 71 dargestellt, führt zu hohen Pleuel- bzw. Kolbenmassen. Die Massenkräfte steigen, und der konstruktive Aufwand für den Massenausgleich nimmt zu.

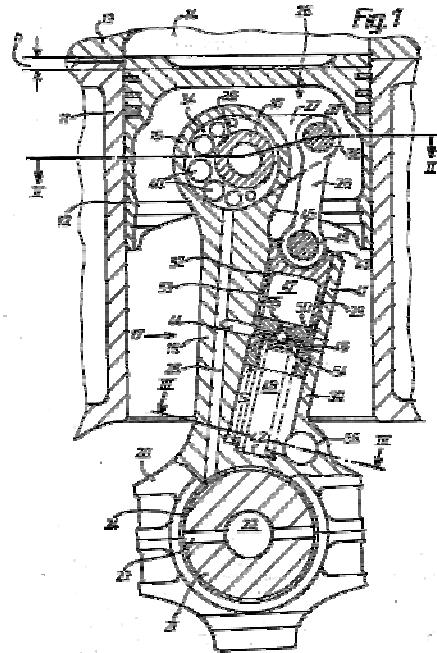


Abb. 71 Versuchsmotor mit exzentrischer Kolbenbolzenlagerung [13]

3. Die Verstellung von Kurbelwellenlagerung und Zylindergehäuse relativ zueinander, wie sie von der Firma SAAB im Jahre 2000 vorgestellt wurde [101], erfordert eine komplette Neugestaltung des Grundmotors. Der Motor wird vergleichsweise schwer und muss aufwendig gegen Ölverlust abgedichtet werden.

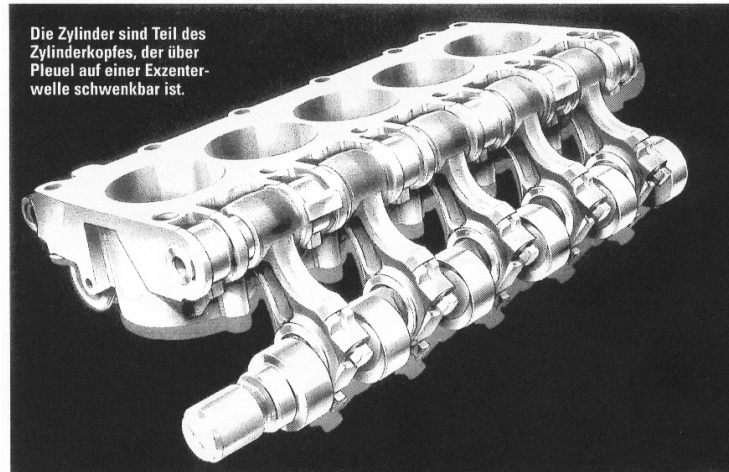


Abb. 72 Das “SAAB Variable Compression“-System

4. Eine in Exzentrern gelagerte Kurbelwelle ermöglicht die vertikale Positionsänderung des Kurbeltriebs gegenüber dem Zylinderkopf (Abb. 73). Die konstruktive Gestaltung des Kurbelgehäuses ändert sich bei diesem, nach dem Patent von W. Schwarz [89] realisierten Prinzip, nur unwesentlich. Die front- und getriebeseitigen Exzentrizitäten können durch Parallelkurbeltriebe kompensiert werden.

Eine Umsetzung dieses Prinzips in einen seriennahen Prototypmotor wurde von der FEV im Jahre 2001 vorgestellt [5], [76].

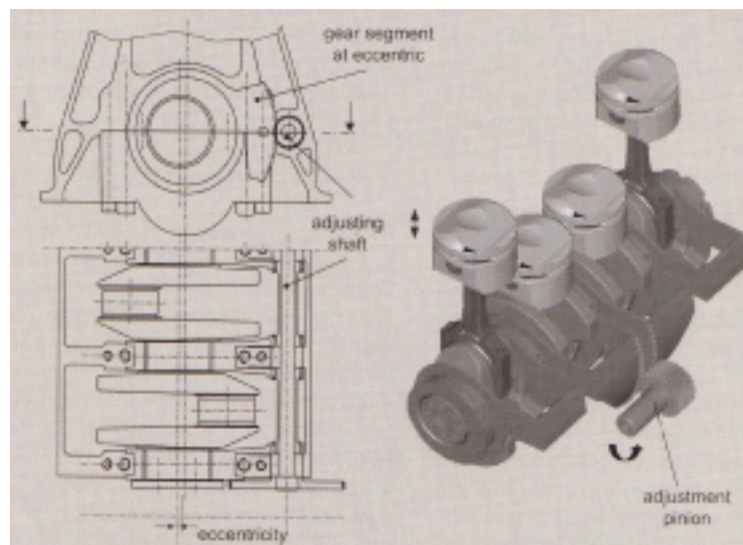


Abb. 73 Versuchsmotor mit exzentrischer Kurbelwellenlagerung [76]

Welches der genannten Prinzipien zukunftsweisend ist, lässt sich derzeit nur schwer abschätzen. Letztlich werden die Zuverlässigkeit und die Kosten über einen möglichen Serieneinsatz entscheiden.

7.4.1 Wirkungsgradsteigerung durch Anheben des Verdichtungsverhältnisses

Der Zusammenhang zwischen dem geometrischen Verdichtungsverhältnis und dem Wirkungsgrad lässt sich anhand des für den Ottomotor repräsentativen idealen Vergleichsprozesses, des sog. Gleichraumprozesses, darstellen. Dieser ist mit seinen thermodynamischen Zustandsänderungen in Abb. 74 dargestellt.

Beginnend bei Zustand 1 wird das Arbeitsgas zunächst adiabat verdichtet, von 1 nach 2 folgt eine isochore Wärmezufuhr, von 2 nach 3 wird adiabat entspannt und von 3 nach 4 wird die Wärme isochor abgeführt. Der thermische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses berechnet sich gemäß Gl. 7.5:

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} \quad (7.5)$$

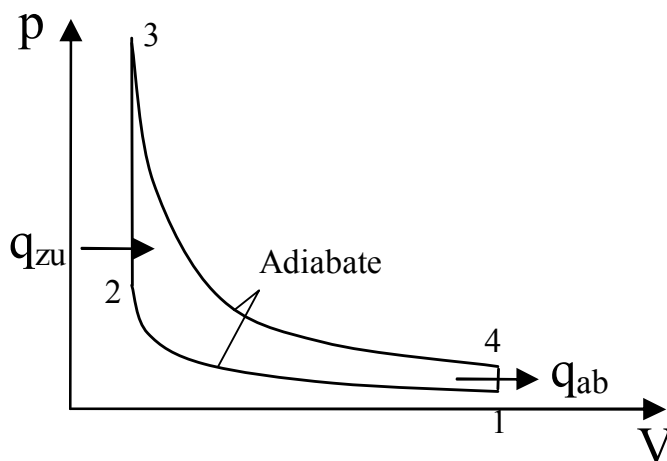


Abb. 74 Gleichraumprozess im p,V-Diagramm

Demnach ist der thermische Wirkungsgrad nur vom Verdichtungsverhältnis ε abhängig, nicht aber von der zugeführten Wärme q_{zu} , die den Lastzustand des Prozesses bestimmt.

In Abb. 75 ist der mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis gemäß Gl. 7.4 steigende thermische Wirkungsgrad dargestellt.

Als Folge der steigenden Verdichtung steigt auch der Verdichtungsenddruck und weiter der Zylinderspitzenenddruck und damit die Klopfgefahr bei der ottomotorischen Verbrennung. Somit stellt die Klopfgefahr die wesentliche Grenze des maximal zulässigen Verdichtungsverhältnisses dar.

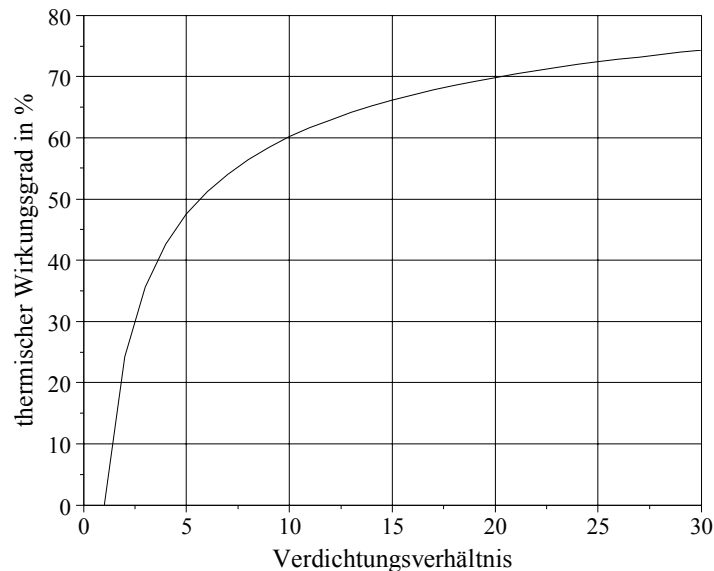


Abb. 75 Thermischer Wirkungsgrad als Funktion vom Verdichtungsverhältnis ϵ im Gleichraumprozess

7.4.2 Kraftstoffverbrauchssenkung im stationären Motorbetrieb

Die im Folgenden diskutierten Ergebnisse wurden für die Motormodell-Variante “ATL“ berechnet, sind aber tendenziell auch auf den SCREW-Motor übertragbar, da der Verbrennungsprozess nur unwesentlich vom Aufladeverfahren beeinflusst wird.

Durch eine betriebspunktabhängige Wahl des Verdichtungsverhältnisses unter Beachtung der Klopfgrenze konnte eine Wirkungsgradsteigerung und damit eine Kraftstoffeinsparung von durchschnittlich 10% im Motorkennfeld erreicht werden. Abb. 76 zeigt dazu den Kraftstoffverbrauchsvorteil mit dem jeweils dazugehörigen höheren Verdichtungsverhältnis gegenüber dem Motor bei konstantem Verdichtungsverhältnis ($\epsilon=9$).

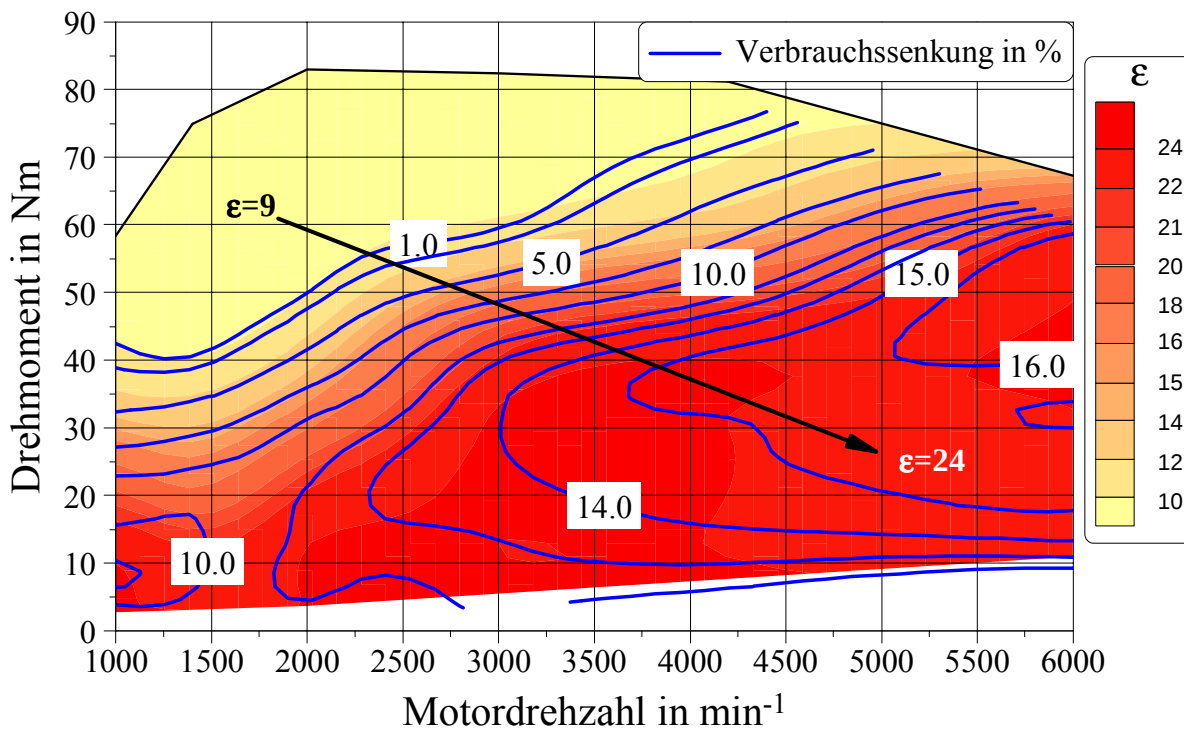


Abb. 76 Kraftstoffverbrauchssenkung in % bei variablem Verdichtungsverhältnis ϵ im Motorkennfeld

Ausgehend von der Volllast kann das Verdichtungsverhältnis mit sinkender Last unter Beachtung der Klopfgrenze deutlich erhöht werden. Bei niedrigen Motordrehzahlen ist ein maximales Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=20$ möglich, welches bis zur maximalen Drehzahl auf $\epsilon=24$ gesteigert werden kann.

Auffällig ist der bei höheren Drehzahlen mit sinkender Last fallende Verbrauchsvorteil, der sich dadurch ergibt, dass durch die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses der Betriebspunkt zu höheren Wirkungsgraden verschoben wird, wodurch zur Darstellung der gleichen Last schließlich die Drosselklappe stärker geschlossen werden muss. In letzter Konsequenz steigen die Drosselverluste und der damit verbundene Kraftstoffverbrauch. Vorteilhafter stellt sich in diesem Betriebsbereich das alternative Laststeuerverfahren "Frühes Einlass Schließen" dar. Simulationsrechnungen zum "Frühen Einlass Schließen" in Ergänzung zum "Variablen Verdichtungsverhältnis" haben gezeigt, dass der Kraftstoffverbrauch im stationären Betrieb bei hoher Drehzahl und niedriger Last um weitere 10 Prozent gesenkt werden kann [15], im gesamten Motorkennfeld um durchschnittlich 4 %.

7.4.3 Kraftstoffverbrauchssenkung im dynamischen Motorbetrieb

Im Folgenden soll das Potential der variablen Verdichtung im dynamischen Betrieb untersucht werden. Um den hohen Programmieraufwand für die Erweiterung um eine variable Verdichtungsregelung zu vermeiden, wird von einer quasidynamischen Betrachtungsweise ausgegangen. Darunter wird folgendes verstanden:

Durchfährt das Fahrzeug den EUDC-Zyklus, wie er bereits in Kapitel 6.2. dargestellt wurde, werden die einzelnen Betriebsbereiche verschieden oft angefahren. Integriert man die Zeitanteile der einzelnen Betriebsbereiche auf und trägt diese prozentual zur Gesamtdauer in das Motorkennfeld ein, wird deutlich, welche Betriebsbereiche am häufigsten angefahren werden. Durch Integration des Kraftstoffverbrauchs der einzelnen Betriebsphasen ergibt sich schließlich ein Zyklusverbrauch.

Diese quasidynamische Berechnung des Kraftstoffverbrauchs hat für den ATL-Motor mit konstantem Verdichtungsverhältnis zu einem Zyklusverbrauch von $\sum m_B = 178.5$ Gramm geführt. Vergleicht man dieses Ergebnis mit dem zuvor in Kapitel 7.3.3 in dynamischer Simulation ermittelten Ergebnis von $\sum m_B = 186$ Gramm, so entspricht dies einer Abweichung um lediglich 4%. Damit kann auf die dynamische arbeitsspielbezogene Prozesssimulation an dieser Stelle verzichtet werden.

In Abb. 77 ist die Zeithäufigkeit der Betriebspunkte für den EUDC-Zyklus über dem Kraftstoffverbrauchsvorteil bei variabler Verdichtung im Motorkennfeld dargestellt.

Auffällig ist, dass der Kennfeldbereich bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und einem effektiven Motordrehmoment von $M_d = 15 \text{ Nm}$ ($p_e \approx 3,5 \text{ bar}$) mit ca. 35% Gesamtanteil am häufigsten angefahren wird. In diesem Bereich hat der Motor mit variablem Verdichtungsverhältnis im stationären Betrieb einen Kraftstoffverbrauchsvorteil von ca. 12,5%.

Die quasidynamische Berechnung ergab einen Zyklus-Kraftstoffverbrauch von $\sum m_B = 161.6$ Gramm, was einem durchschnittlichen Verbrauch von 2,73 l/100 km entspricht. Somit erzielt der ATL-Motor mit variablem Verdichtungsverhältnis gegenüber dem ATL-Motor mit konstantem Verdichtungsverhältnis einen Verbrauchsvorteil im Zyklus von 9,5%. Die Kombination von Variablem Verdichtungsverhältnis und Frühem Einlass Schließen führte zu einem Gesamtvorteil von 11,2%.

Die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses in Verbindung mit der Abgasturboaufladung führte zu einem Kraftstoffverbrauchsvorteil von bis zu 26.5% gegenüber dem nicht aufgeladenen Referenzmotor. Das Frühe Einlass Schließen als Laststeuerung in Ergänzung zum variablen Verdichtungsverhältnis einzusetzen, bringt keinen deutlichen Vorteil.

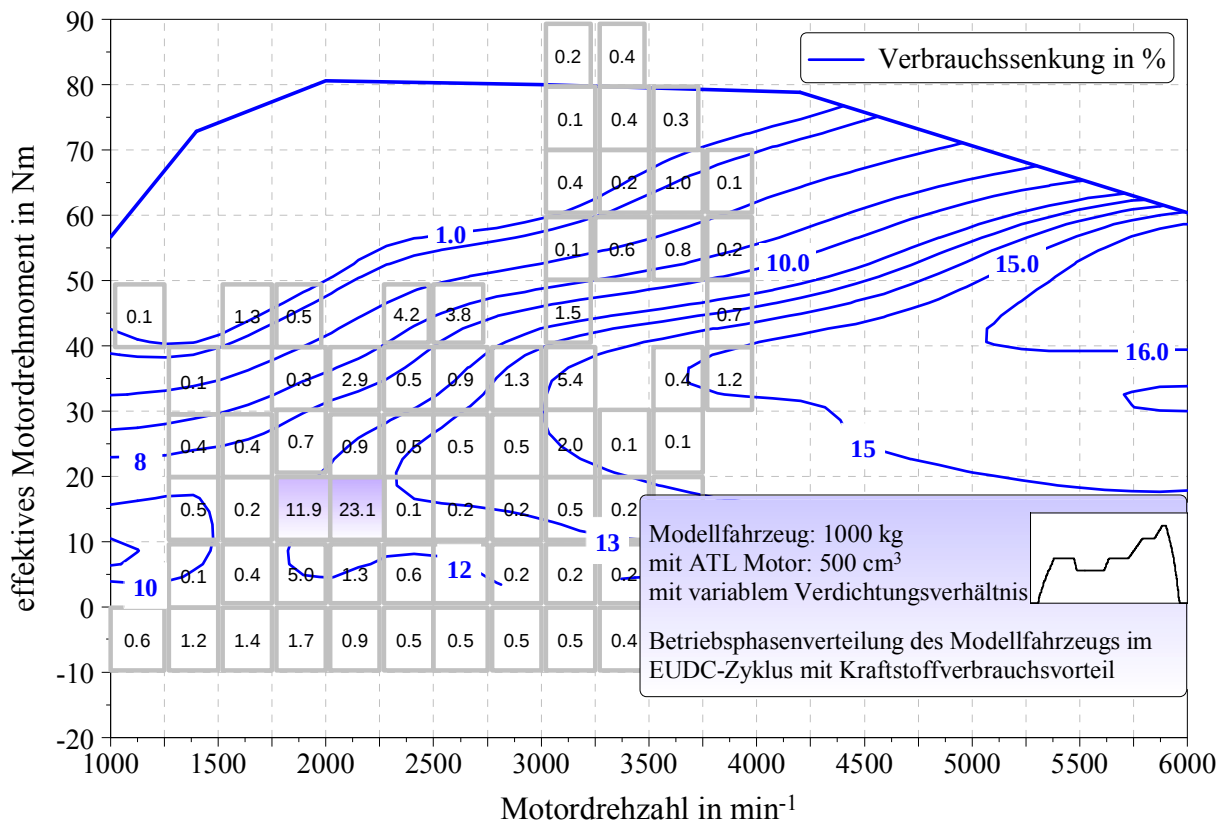


Abb. 77 Zeithäufigkeit in % der Betriebsbereiche im EUDC-Zyklus mit Kraftstoffverbrauchsvorteil für den ATL-Motor mit variablem Verdichtungsverhältnis im Motorkennfeld

Insgesamt lässt sich feststellen, dass das Downsizing beim Ottomotor ein enormes Potential zur Wirkungsgradsteigerung bietet. Durch die Kombination von Aufladung und variablem Verdichtungsverhältnis lässt sich das sogenannte 3-Liter-Auto ohne weitere Maßnahmen darstellen. Für das hier berücksichtigte Fahrzeug wurde ein durchschnittlicher Kraftstoffverbrauch von 2,73 l pro 100 km simuliert.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Der Trend zu immer leistungstärkeren Motoren verlangt nach Motorkonzepten mit deutlichem Kraftstoffeinsparpotential zur Schonung der Ressourcen und zur Reduzierung der Schadstoffemissionen.

In dieser Arbeit wird gezeigt, welches diesbezügliche Potential das Downsizing von Ottomotoren birgt. Es werden zunächst die verschiedenen Aufladeverfahren betrachtet und die entsprechenden Aufladeaggregate bewertet.

Für ein Gesamtsystem eines mit einem Hybrid-Schraubenlader mechanisch aufgeladenen Motors wird unter Verwendung der Motorprozesssimulation gezeigt, welches Verfahren zur Motorlaststeuerung am besten geeignet ist, betriebspunktabhängig den höchstmöglichen Wirkungsgrad zu erzielen. Zu diesem Zweck wurde ein an der Forschungsstelle entwickeltes Rechenprogramm zur Motorprozesssimulation an die speziellen Belange der untersuchten Aufladeverfahren und der ottomotorischen Besonderheiten angepasst. Die Verifikation des Rechenprogramms wurde durch Rechnungs-Messungs-Vergleiche zu einem aufgeladenen 1,8 l-Vierzylinder-Ottomotor durchgeführt. Der Vergleich von Rechnung und Messung zeigt eine gute Übereinstimmung.

Die Simulation des so genannten SCREW-Motors hat gezeigt, dass das Laststeuerverfahren mit ladereinlassseitigem Steuerschieber das Potential besitzt, im Teillastbereich ähnlich günstige Kraftstoffverbrauchswerte wie der ATL-Motor zu erzielen.

Das dargestellte Laststeuerkonzept für mechanisch aufgeladene Ottomotoren, auf der Basis einer einlassschiebergesteuerten Schraubenmaschine, die nach dem SCREW-Prinzip arbeitet, konnte hinsichtlich seiner grundsätzlichen Sinnhaftigkeit und Machbarkeit auch am dynamischen Motorprüfstand verifiziert werden.

Erste Messungen am SCREW-Lader haben gezeigt, dass für einen erfolgreichen Seriensatz aufgrund der spezifischen Betriebsverhältnisse der SCREW, mit dem Wechsel der Richtung der Druckkräfte im Arbeitsraum und der Momentenrichtung an der Welle sowie den hohen Forderungen an die Dichtigkeit, eine vollständige Neukonstruktion einer solchen Maschine erforderlich ist. So sollte zur Wirkungsgradsteigerung des

SCREW-Laders im Expansionsbetrieb die Festlagerung der Rotoren auf die Saugseite der Maschine gelegt werden, um auf der Saugseite den Stirnspalt minimieren zu können. Die beiden Hauptzielrichtungen für die Optimierung der SCREW müssen daher in der Erhöhung der inneren Dichtigkeit der Maschine, beispielsweise durch weiter optimierte Rotorgeometrien und der Verwendung von Einlaufbeschichtungen zur Spaltminimierung und, soweit technisch möglich, einer Verringerung der mechanischen Reibleistung liegen. Beide Maßnahmen bewirken eine Vergrößerung des Arbeitsbereichs, in dem Leistung abgegeben wird, in Richtung höherer Druckverhältnisse und kleinerer Massenströme, so dass dieser Betriebszustand im Realbetrieb häufiger genutzt werden kann.

Weiterführende Parameterstudien zum Downsizing haben gezeigt, dass die extreme Hubraumverkleinerung bei gleichzeitiger Aufladung ein richtungsweisendes Motorkonzept darstellt, den Wirkungsgrad bei gleicher Motornennleistung deutlich zu steigern. Der Downsizing-Motor konnte gegenüber dem Referenzmotor (leistungsgleicher Saugmotor) bei stationärem Betrieb im Maximum bis zu 31 % Kraftstoff einsparen, bei dynamischem Betrieb wurde ein Verbrauchsvorteil von 15,5 % erzielt.

Das größte Potential zur Kraftstoffeinsparung gegenüber dem Referenzmotor weist die Motorvariante mit Abgasturboaufladung auf, wenngleich der mechanisch aufgeladene Modellmotor mit Bypasssteuerung und Laderabschaltung nur geringfügig schlechter abschneidet.

Der Modellmotor mit variablem einlassseitigen Steuerschieber konnte zumindest unter den hier gegebenen Bedingungen die in ihn gesetzten Erwartungen nicht erfüllen. Die Realisierung einer steuerbaren Auslasskante wäre eine zusätzliche Möglichkeit, den SCREW-Lader zu verbessern. Weitere Untersuchungen müssten zeigen, ob sich der Aufwand einer unabhängigen Regelung der Einlass- und Auslasssteuerkante lohnt.

Bei der Simulation des mit dem ATL-Modellmotor angetriebenen Fahrzeugs im EUDC-Zyklus war es zur Kompensation von Anfahrschwächen notwendig, die Übersetzung der Getriebestufen kürzer abzustimmen als bei den Varianten mit mechanisch aufgeladenen Motoren. Hier zeigt sich die mechanische Aufladung gegenüber der Abgasturboaufladung prinzipbedingt klar im Vorteil.

Mit einem im Betrieb verstellbaren Verdichtungsverhältnis können die ohnehin schon günstigen Kraftstoffverbrauchswerte im Teillastbereich noch weiter verbessert werden. Dabei kann im unteren und untersten Teillastbereich höchstmögliche Verdichtung gefahren werden, ohne dass klopfende Verbrennung auftritt.

Der Betrieb mit variablem Verdichtungsverhältnis bewirkt gegenüber dem Betrieb mit konstantem Verdichtungsverhältnis eine Verbrauchssenkung über den gesamten Drehzahlbereich bei niedrigen Lasten von bis zu 12 %. Das mit bis zu 16 % größte

Einsparpotential besteht im oberen Drehzahlbereich bei mittleren Lasten. Im EUDC-Zyklus ergab sich eine Verbrauchssenkung von 9.5 %.

Insgesamt konnte durch das Downsizing und die variable Verdichtung für den betrachteten Modellmotor der Kraftstoffverbrauch gegenüber dem Referenzmotor um bis zu 26.5% reduziert werden.

Potentiale zur Kraftstoffeinsparung in dieser Höhe rechtfertigen den technischen Aufwand zur Realisierung der dargestellten Aufladekonzepte und einer variablen Verdichtung.

Für die Hersteller und Kunden bleibt die Abwägung zwischen dem sehr guten Kraftstoffverbrauch, den die Abgasturboaufladung liefert, und dem sportlicheren Fahrverhalten, das die mechanische Aufladung ermöglicht.

9 Literaturverzeichnis

- [1] van Basshuysen, R.; Schmaedecke, W.; Vogt, R.: "Reibungsverluste von Fahrzeugmotoren unterschiedlicher Größe und Zylinderanzahl", MTZ 41 (1980) 11, S. 509-511
- [2] Baumgarten, H.; Goertz, W.; Rodeland, J.; Weinowski, R.: "Niedrigstmissionskonzept zur Erfüllung der Sulev-Emissionsstandards für Ottomotoren", MTZ 61 (2000) 10, S. 686-692
- [3] Betz, A.: "Untersuchung des stationären und transienten Betriebsverhaltens ein- und zweistufig aufgeladener Viertakt-Dieselmotoren", Dissertation TU München, 1985
- [4] Bohl, W.: "Strömungsmaschinen 1", Vogel-Verlag, Würzburg, 7. Auflage, 1998
- [5] Bollig, C.; Habermann, K.; Schwaderlapp, M.; Yapici, K. I.: "Variable Verdichtung - Ein Weg zur effizienten Hochaufladung", MTZ 62 (2001) 12, S. 984 ff.
- [6] Bredenbeck, J.: "Motorprozess-Simulation als Wissensbasis", Dissertation TU Berlin, 1997
- [7] Bruener, T.; Griebel, C.-O.; Hoyer, U.; Mueller, A.; Pour, R.: "Der Antrieb des Mini Cooper S", MTZ 63 (2002) 7-8, S. 558-566
- [8] Buchwald, R.: "Motorprozesssimulation als Werkzeug zur Optimierung von Ottomotoren", Dissertation TU Berlin, 2000
- [9] Büchi, A.: "Verbrennungskraftmaschinenanlage", Patentschrift Nr. 204630, Kaiserliches Patentamt, 16. November 1905
- [10] Büchi, A.: "Arbeitsverfahren für Viertakt-Brennkraftmaschinen mit Vorverdichtung der Ladung durch Abgasturbinen", Patentschrift Nr. 454107, Reichspatentamt, 27. März 1921

- [11] Czallner, P.; Woschni, G.: "Zur Vorausberechnung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen", MTZ 43 (1982) 5, S. 195-200
- [12] Chen, G.: „Vergleichende Untersuchung von Aufladekonzepten und Beschleunigungshilfen für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren“, Dissertation TU Berlin, 2001
- [13] Daimler-Benz-AG: "Patent DE 3148193", 05.12.1981
- [14] Daimler, G.: "Gas- bzw. Petroleum-Kraftmaschine"; Patentschrift Nr. 34926, Kaiserliches Patentamt, 03. April 1885
- [15] Domann, L.: "Rechnerische Untersuchung zum Wirkungsgrad eines aufgeladenen Ottomotors bei Variation des Verdichtungsverhältnisses und der Einlasssteuerzeiten", Studienarbeit TU Berlin, 2001
- [16] Dorsch, H.; Kerkau, M.; Zickwolf, P.; Porsche, F.: "Das Auflade- und Motorsteuerungs-Konzept des neuen Porsche 911 Turbo", 18. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Verlag, Reihe 12 Nr. 239, 1995, S. 383-412
- [17] Ebel, B.: "Reibungsverluste von PKW-Motoren", MTZ 54 (1993) 6, S. 294-297
- [18] Emmenthal, K.-D.; Müller, C.; Schäfer, O.: "Verdrängerlader für Volkswagen-Motoren", MTZ 46 (1985) 9, S. 323-327
- [19] Endres, H.: "Direkteinspritzung wirkungsvollste Einzelmaßnahme zur Verbrauchssenkung beim Ottomotor", MTZ 62 (2001) 6, S. 439
- [20] Engeln-Müllges, S.; Reuter, F.: "Formelsammlung zur numerischen Mathematik mit Standard-FORTRAN 77-Programmen", 6. völlig neu überarbeitete und erweiterte Auflage, Wissenschaftsverlag Mannheim, Wien, Zürich, 1988
- [21] Ermisch, N.; Scheliga, W.: "Der Rekord-Lupo", MTZ Sonderausgabe (6/2001), 25 Jahre VW-Dieselmotoren, S. 30-37
- [22] Esch, T.; Pischinger, M.; Göbel, T.: "Luft- und Kraftstoffzumischung bei Ottomotoren mit variabler Ventilsteuerung", ATZ 98 (1996) 2, S. 106-136
- [23] Fischer, M.: "Die Zukunft des Ottomotors als PKW-Antrieb – Entwicklungschancen unter Verbrauchsaspekten", Dissertation TU Berlin, 1998
- [24] Fortnagel, M.: "Der Ottomotor war in den vergangenen 125 Jahren eine wahre Wundermaschine – und er hat noch eine große Zukunft", MTZ 62 (2001) 6, S. 441

- [25] Gabriel, H.; Schmitt, F.; Weber, M.; Lingenauber, R.; Schmalzl, H.-P.: "Neue Erkenntnisse bei der variablen Turbinen- und Verdichtergeometrie für die Anwendung in Turboladern für PKW-Motoren", www.turbos.bwauto.com, 05/2002
- [26] Guzella, L.; Cortona, E.; Soltic, P.; Pfiffner, R.; Weber, F.: "Wirkungsgradsteigerung durch Hubraumreduktion und Hochaufladung für kleinvolumige Ottomotoren", Downsizingkonzepte für Otto- und Dieselmotoren, Haus der Technik, München 2000
- [27] Guzella, L.; Martin, R.: "Das SAVE-Motorkonzept", MTZ 59 (1998) 10, S. 644-650
- [28] Hack, G.: "Leistungsdruck", Fahrzeugbericht, www.alpina.de, 11/2003
- [29] Hack, Langkabel: "Turbo- und Kompressormotoren", Stuttgart, Motorbuch Verlag 1999
- [30] Häntschel, U.: "Untersuchung von Oberflächen-Interpolationsverfahren und Programmierung eines Moduls 'Verdichter' für die Motorkreisprozesssimulation", Studienarbeit TU Berlin, 1996
- [31] Heil, B.; Weining, H. K.; Karl, G.; Panten, D.; Wunderlich, K.: "Verbrauch und Emissionen – Reduzierungskonzepte beim Ottomotor", MTZ 62 (2001) 11, S. 900-915
- [32] Hiereth H.: "Eignungsabschätzung neuerer Aufladesysteme für Fahrzeugmotoren", MTZ 46 (1985) 10, S. 397-402
- [33] Hinrichs, H.G.: "Untersuchung an einem hochverdichteten Ottomotor mit variablem Verdichtungsverhältnis", Dissertation TH Aachen, 1988
- [34] Huber, G.: "Potentiale der elektrisch unterstützen Abgasturboaufladung", Aufladung von Verbrennungsmotoren, Haus der Technik, Essen 1998
- [35] Hüttebräucker, D.; Puchas, Ch.; Fick, W.; Joos, K.: "Der Mercedes-Benz 4-Zylinder-Ottomotor mit mechanischer Aufladung", 17. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Verlag, Reihe 12, Nr. 268, Band 2, 1996, S. 69-95
- [36] Indra, F.: "Comeback der Benziner", Automobil Industrie, AI 12/2000, S. 42-44
- [37] Janthur, I. W.: "Anforderungen an mechanische Aufladegeräte für PKW-Motoren", Schraubenmaschinentagung 90, VDI-Berichte 859, VDI-Verlag, Düsseldorf 1990, S.79-97

- [38] Jost, K.: "Spark-ignition engine trends", Automotive Engineering International, aei 1/2002, S. 26-39
- [39] Kaiser, T.; Hoffmann, A.: "Einfluss der Zündkerzen auf das Entflammungsverhalten in modernen Motoren", MTZ 61 (2000) 10, S. 656-663
- [40] Karl, G.; Abthoff, J.; Bargende, M.; Kemmler, R.; Kühn, M.; Bubeck, G.: "Thermodynamische Analyse eines direkteinspritzenden Ottomotors", 17. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Verlag, Reihe 12, Nr. 267, Band 1, 1996, S. 200-234
- [41] Kauder, K.: Skriptum Fluidenergiemaschinen II – Verdrängermaschinen, Universität Dortmund 2001
- [42] Kauder, K.; Pucher, H.; Romba, M.; von Rüden, K.: "Laststeuerkonzepte für den Ottomotor bei mechanischer Aufladung durch eine Hybrid-Schraubenmaschine (SCREW-Lader)", DFG-Abschlussbericht, 2001
- [43] Kauder, K.; Romba, M.: "Control concepts for an integrated twin screw supercharger and throttle-loss power recovery device for Otto-cycle engines", Conference Proceedings IMECH E, London 2001, S. 63-73
- [44] Kauder, K.; Romba, M.: "Der SCREW-Hybrid-Schraubenlader", VDI-Berichte 1391, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998, S. 131-145
- [45] Kauder, K.; Romba, M.: "Schraubenlader im Vergleich der Aufladegeräte für kleinvolumige Ottomotoren, : Schraubenmaschinen Nr. 7, Dortmund 2001
- [46] Kemmler, R.; Krämer, M.; Abthoff, J.; Kühn, M.; Lehmann, H.: "Chancen und Risiken der Hochaufladung am Ottomotor", 6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1997, S. 181-192
- [47] Kollmann, K.; Niefer, H.; Panten, D.: "Perspektiven zur Zukunft der Verbrennungsmotoren – Wohin führt die Weiterentwicklung der Ottomotoren?", MTZ 59 (1998) 10, S. 630-642
- [48] Krämer, M.; Maly, R. R.; Willand, J.; Pischinger, S.; Krutzsch, B.; Gruden, I.; Voigtländer, D.: "Emissionsreduzierung beim mager betriebenen Ottomotor", 16. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Verlag, Reihe 12 Nr. 268, 1995, S. 258-292
- [49] Küntscher, V.: "Kraftfahrzeugmotoren: Auslegung und Konstruktion, 3. überarbeitete Auflage, Verlag Technik Berlin, 1995

- [50] Langen, P.; Meyer, R.: "Downsizing – Potentiale und Risiken", Downsizingkonzepte für Otto- und Dieselmotoren, Haus der Technik, München 2000
- [51] Lehmann, K.; Stubbemann, U.; Räse, U.; von Eisebeck, G.: "Ein neuartiges Regelungskonzept für mechanische Lader", Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2000
- [52] Lehmann, K.; Stubbemann, U.: "Aspekte der Entwicklung mechanischer Lader", MTZ 62 (2001) 11, S. 916-922
- [53] Liebl, J.; Klüting, M.; Achilles, D.; Munk, F.: "Der neue BMW Achtzylindermotor mit Valvetronic", MTZ 62 (2001) 10, S. 826-835
- [54] Liebl, J.; Otto, E.; Albrecht, F.; Zinecker, R.: "Die Entwicklung von Abgasnachbehandlungskonzepten für die zukünftigen Gesetzgebungen, MTZ 58 (1997) 12, S. 728-737
- [55] Mayer, M.: "Abgasturbolader: sinnvolle Nutzung der Abgasenergie", Verl. Moderne Industrie, 1994
- [56] Mayr, B.; Böhme, J.; Fischer, M.: "Variables Aufladungskonzept für verbrauchsgünstige Ottomotoren mit kleinem Hubraum", 18. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Verlag, Reihe 12 Nr. 305, 1997, S. 301-326
- [57] Meier, E.; Czerwinski, J.; Streuli, A.: "Vergleich verschiedener Aufladesysteme mit Hilfe von Kenngrößen", MTZ 51 (1990) 2, S. 54-63
- [58] Menne, R. J.: "Mit neuen Technologien bleibt der Ottomotor wettbewerbsfähig", MTZ 62 (2001) 6, S. 442
- [59] Merker, P. G.; Schwarz, C.: "Technische Verbrennung – Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse", B. G. Teubner Stuttgart Leipzig Wiesbaden, 2001
- [60] Mosemann, D.: "Schraubenverdichter für die Kälte- und Klimatechnik", Luft- und Kältetechnik, 6/1994, S. 283-287
- [61] Mroz, J.: " Patentschrift DE 3736724", 29.10.87
- [62] Neugebauer, S.: "Das instationäre Betriebsverhalten von Ottomotoren – experimentelle Erfassung und rechnerische Simulation", Dissertation TU München, 1996

- [63] Neumann, K. H.: "FSI-Motor erreicht beim Wirkungsgrad im Schwachlastbereich bereits Werte moderner TDI-Motoren", MTZ 62 (2001) 6, S. 445
- [64] N.N.: "ASA TurboMex1"; Internetauftritt der Fa. ASA; www.asa.de, 04/2004
- [65] N. N.: "Dieselfahrzeuge", Internet Quelle: www.Bundesumweltamt.de, Stand: 02.02.2003
- [66] N.N.: The Eaton Supercharger, Internet Quelle: www.eaton.com/supercharger, Stand: 23.01.2002
- [67] N.N.: "Kleiner Motor ganz groß", Automobil Industrie, AI 12/2000, S. 40-41
- [68] N.N.: "Mercedes SLK 32 AMG", MOT, 7/2001, S. 17-18
- [69] N.N.: Produktbeschreibung der Firma Opcon-Autorotor AB, Stockholm, 2001
- [70] N.N.: "Schnell, schneller am schnellsten", Auto Motor Sport, 11/2002
- [71] N.N.: "Vorteile der mechanisch angetriebenen Lader zur Motorenaufladung", Internet Quelle: www.wankel-rotary.com/seite1.htm, Stand: 23.01.2002
- [72] Offer, T.: "Numerische Lösungskonzepte für die Motorprozess-Simulation", Dissertation TU Berlin, 1999
- [73] Pflaum, W.; Mollenhauer, K.: "Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine", Springer Verlag Wien, 1. Auflage 1977
- [74] Piatkowski, R.: "Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers", Fortschrittberichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Nr. 187, VDI Verlag Düsseldorf, 1993
- [75] Pischinger, S.: "Die Zukunft des Verbrennungsmotors", RWTH THEMEN 2/99
- [76] Pischinger, S.; Habermann, K.; Yapici, K. I.; Baumgarten, H.; Kemper, H.: "Der Weg zum konsequenten Downsizing", MTZ 64 (2003) 5, S. 398-405
- [77] Pischinger, S.; Salber, W.; Diltthey, J.; Adomeit, P.; Grünefeld, G.; Brockhaus, M.: "Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit voll variabler Ventilsteuerung", MTZ 62 (2001) 11, S. 936-945
- [78] Pucher, H.: "Aufladung von Verbrennungsmotoren"; Band 133, Kontakt & Studium Maschinentechnik, ExpertVerlag 1985

- [79] Pucher, H.; Offer, T.; v. Rügen, K.: "Methoden und Möglichkeiten der Motorprozesssimulation bei aufgeladenen Motoren"; Aufladung von Verbrennungsmotoren, Haus der Technik, Essen 1998
- [80] Pucher, H., v. Rügen, K.: "Ottomotorische Aufladekonzepte unter Einsatz eines Schraubenladers"; VDI-Berichte 1391, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998, S. 147-163
- [81] Reichenbach, P.: "Analytische Untersuchung zum Downsizing durch mechanische Aufladung an einem Ottomotor", Studienarbeit TU Berlin, 2000
- [82] Reulein, C.; Schwarz, C.; Witt, A.: "Methodeneinsatz bei der Ermittlung des Potentials von Downsizing-Motoren", Downsizingkonzepte für Otto- und Dieselmotoren, Haus der Technik, München 2000
- [83] von Rügen, K.; Pucher, H.; Nickel, J.: "Supercharging of SI engines using a new kind of screw-type supercharger"; ASME 2001 Fall Technical Conference, Chicago 2001, Band 3
- [84] Salber, W.; Kemper, H.; van der Staay, F., Esch, T.: "Der elektromechanische Ventiltrieb – Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte, Teil 1", MTZ 61 (2000) 12, S. 826-836
- [85] Salber, W.; Kemper, H.; van der Staay, F., Esch, T.: "Der elektromechanische Ventiltrieb – Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte, Teil 2", MTZ 62 (2001) 1, S. 44-54
- [86] Scheele, M.: "Potentialabschätzung zur Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades kleinvolumiger Ottomotoren", VDI-Bericht Reihe 12 Nr. 408, Düsseldorf 1999
- [87] Schmidt, G.; Liebl, J.: „Senkung der Pkw-CO₂-Emission – wirksame Maßnahmen für alle Betriebsbedingungen“, MTZ 62 (2001) 6, S. 482-489
- [88] Schommers, J.; Wolf, K.; Friedmann, W.; Schütz, M.: "Mechanischer Kreisellader – Ein Konzept zur Anhebung von Drehmoment und Leistung bei günstigen Kraftstoffverbräuchen", MTZ 53 (1992) 3, S. 128-135
- [89] Schwarz, W.; Müller, N.: "Patentschrift DE 3601528", 20.01.1986
- [90] Schwarzmeier, M.: "Der Einfluss des Arbeitsprozessverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren" Dissertation, TU München, 1992
- [91] Shahed, S. M.; Halsall, P.: "The effect of boosting on engine size and fuel economy", Downsizingkonzepte für Otto- und Dieselmotoren, Haus der Technik, München 2000

- [92] Sievers, I.: "Die Entwicklung des Ottomotors bis 1876", MTZ 62 (2001) 6, S.434-437
- [93] Sigloch, H.: "Strömungsmaschinen – Grundlagen und Anwendungen", Hanser Verlag München Wien, 2 Auflage, 1993
- [94] Staib, J.: "Analytische Untersuchung zum Downsizing von Ottomotoren durch Abgasturboaufladung", Diplomarbeit, TU Berlin, 2000
- [95] Svenningsson, K.; Sjölin, U.: "The history of SRM Screw Compressor Development", www.rotor.se/srm/company/back2.asp, April 2004
- [96] Tatsutomi, Y.; Yoshizu, K.; Komagamine, M.: "Der Dieselmotor mit Comprex-Aufladung für den Mazda 626", MTZ 51 (1990) 3, S. 124-132
- [97] Thiele, E.; Merker, G. P.: "Einfluss der Zylinderzahl und Bauart von Pkw-Motoren auf den mechanischen Wirkungsgrad", 18. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Verlag, Reihe 12 Nr. 305, 1997, S. 285-300
- [98] Vibe, I.I.: "Brennverlauf und Kreisprozessrechnung von Verbrennungsmotoren", VEB-Verlag Technik, Berlin, 1970
- [99] Vlaskos, I.: "Der Schraubenlader als Alternative zum Turbolader bei der Aufladung von PKW-Dieselmotoren", Dissertation TU Berlin 1995
- [100] Vogt, R.: "Die Zukunft des Ottomotors ist auch abseits des Automobils gesichert", MTZ 62 (2001) 6, S. 438-439
- [101] Voigt, J.: "Saab-Motor mit variabler Verdichtung", KFT, 10/2000, S. 68-69
- [102] Wallentowitz, H.: "Verbrauchseinsparungen bei Gewichtsoptimierungen", MTZ – Sonderausgabe: Werkstoffe in der Automobilindustrie, September 1999
- [103] Willand, J.; Ecke, K.; Henzler, S. Nizzola, C.; Wirbeleit, F.: "Downsizing-Konzepte im Zielkonflikt zwischen Verbrauch und Anfahrtschwäche", Downsizingkonzepte für Otto- und Dieselmotoren, Haus der Technik, München 2000
- [104] Willenbockel, O.; Quarg, H.: "Neue Wege der Verbrauchsreduzierung - Der Opel Ecotec Compact Motor", 18. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Verlag, Reihe 12 Nr. 305, 1997, S. 191-207
- [105] Wolters, P.; Geiger, J.; Baumgarten, H.: "Tumble-Brennverfahren für DI-Ottomotoren", MTZ 61 (2000) 11, S. 758-767

- [106] Woschni, G.: “Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen“, MTZ 26 (1965) 11, S. 439-446
- [107] Woschni, G.: “Theorie der Verbrennungskraftmaschine- Moderne Methoden zur Berechnung der Innenvorgänge“, Vorlesungsskript 1993
- [108] Woschni, G.; Schwarzmeier, M.; Zeilinger, K.: “Untersuchung des Einflusses des Arbeitsprozessverlaufes auf den Reibmitteldruck“, FVV-Abschlussbericht, Heft R 467 (1992)
- [109] Wüst, R.: “Der Ottomotor hat eine spannende und hochinteressante Zukunft“, MTZ 62 (2001) 6, S. 444
- [110] Zee, M.: “Erstellen eines Modells zur Vorausberechnung der Reibleistung in Abhängigkeit von der Motorgröße“, Studienarbeit, TU Berlin, 1999
- [111] Zellbeck, H.; Friedrich, J.: “Optimierung des dynamischen Verhaltens aufgeladener Verbrennungsmotoren“, MTZ 62 (2001) 6, S. 474-480