

Mechanische Aufladung des Pkw-Dieselmotors mit einem Schraubenlader — eine Alternative zur Abgasturboaufladung?

H. Pucher, I. Vlaskos, Berlin

Zusammenfassung

Unter Verwendung eines Programmsystems, das die Simulation des stationären wie des dynamischen Betriebs des aufgeladenen Dieselmotors ermöglicht, wird für einen PKW-Dieselmotor der Einsatz des Schraubenladers für die mechanische Aufladung studiert. Jeweils im Vergleich zur serienmäßigen Turboversion des Motors werden die Anpassung des Schraubenladers an den Motor, die Auswirkung verschiedener Ladedrucksteuerkonzepte und das Verhalten des Motors bei Fahrzeugbeschleunigung untersucht. Auch die Frage der Abgasemission wird in die vergleichende Betrachtung einbezogen.

Summary

Using a program system, which simulates the stationary as well as the dynamic engine process of the supercharged diesel engine, the applicability of the screw-type supercharger for mechanically supercharging car diesel engines is investigated. With the engine performance of the turbocharged series engine as a reference the paper reports on the matching of the screw-type supercharger and on the engine performance affected by certain supercharging-pressure control measures. The engine response under full-load vehicle acceleration conditions are also taken into consideration as well as the exhaust gas quality.

1. Einleitung

Die Aufladung von Verbrennungsmotoren bewirkt neben dem Hauptziel, das in der Erhöhung der Leistungsdichte besteht, in den meisten Fällen auch eine Steigerung des Motorwirkungsgrads. Dies nutzt man in besonderer Weise bei Großdieselmotoren, bei denen heute ausschließlich die Abgasturboaufladung zur Anwendung kommt und dieser Motorenkategorie zu effektiven Wirkungsgraden von inzwischen bis über 50 Prozent verhilft.

Für die Anwendung der Abgasturboaufladung bei Fahrzeugmotoren, insbesondere bei PKW-Motoren sind gegenüber bei Großdieselmotoren eine Reihe von speziellen Maßnahmen erforderlich, damit über den gesamten, relativ breiten Drehzahlbereich dieser Motoren jeweils ein ausreichend hoher Ladedruck bereitsteht. Je geringer nämlich das Ladedruckangebot bei niedrigen Motordrehzahlen ist, umso schlechter ist das dynamische Ansprechverhalten des Motors, etwa beim Beschleunigen eines Fahrzeuges.

Ein grundsätzlich besseres Beschleunigungsverhalten weist dagegen der mechanisch aufgeladene Motor auf, weil aufgrund der mechanischen Kopplung zwischen Motor- und Laderdrehzahl der Ladedruck unmittelbar mit der Motordrehzahl ansteigt [1]. Hingegen steigt der Ladedruck bei Abgasturboaufladung erst dann, wenn die gesteigerte Motordrehzahl sich in einem gesteigerten Abgasenergiestrom zur Turboladerturbine auswirkt, wobei dann auch erst noch der Turboladerrotor gegen seine Massenträgheit auf eine höhere Drehzahl hochlaufen muß.

Unter der Voraussetzung eines festen Übersetzungsverhältnisses zwischen Motor- und Laderdrehzahl eignen sich eigentlich nur Lader der Verdrängerbauart, zu der auch der Schraubenlader zählt, zur mechanischen Aufladung. Der Schraubenlader könnte sich als besonders vorteilhaft erweisen, weil er von seinem Bauprinzip her attraktive Möglichkeiten zur Ladedrucksteuerung bietet.

2. Motorprozeß - Simulation

Für viele Fragestellungen der Motorenentwicklung, vor allem aber im Zusammenhang mit der Aufladung, stellen Rechenprogramme zur Simulation des Motorprozesses heute ein unverzichtbares Entwicklungswerkzeug dar.

Für die vorliegende Untersuchung kam ein Programm-System zum Einsatz, welches sowohl den stationären als auch den instationären Prozeß von Viertakt Dieselmotoren simulieren kann. Dabei kann wahlweise der Saugbetrieb, die Abgasturboaufladung und die mechanische Aufladung berücksichtigt werden.

Wesentliche Merkmale dieses Simulationsprogramms, dessen modularer Aufbau für die beiden Aufladeverversionen in Bild 1 schematisch dargestellt ist, sind folgende:

- Berechnung der zylinderinternen Zustandsänderungen unter realen Bedingungen bezüglich Brennverlauf, Ladungswechsel und Wandwärmeaustausch
- Berechnung der Zustandsänderungen in den Ein- und Auslaßleitungssystemen nach der sogenannten Füll- und Entleermethode
- Eingabe entsprechender Kennfelder für das Aufladaggregate, den Ladeluftkühler, das Kraftstoff-Einspritzsystem und den Regler
- Berücksichtigung aller zu beschleunigenden Massen des Motors, des Laders sowie des angetriebenen Fahrzeugs über eine einzige Ersatz-Drehmasse bzw. das zugehörige polare Massenträgheitsmoment.

Bild 2 zeigt einen Rechnungs-Messungsvergleich zum stationären Betrieb des Motors, auf den sich auch die nachfolgend dargestellten Untersuchungen beziehen. Alle in Bild 2 über den je Zylinder und je Arbeitsspiel freigesetzten Verbrennungsenergie Q_b dargestellten Motorbetriebswerte zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung. Die Abweichung im maximalen Zylinderdruck p_{zmax} ist darauf zurückzuführen, daß es sich

um einen Vorkammermotor handelt, so daß eigentlich zu jedem Betriebspunkt zwei unterschiedliche p_{max} -Werte angegeben werden müßten. Als Meßwert wurde das jeweilige Druckmaximum im Hauptbrennraum verwendet, als Vergleichswert aus der Rechnung stand ohnehin jeweils nur ein einziger Wert zur Verfügung, weil dem Programmsystem ein 'Einkammer-Modell' zugrundeliegt.

Daß das Programmsystem mit gleicher Qualität auch das dynamische Betriebsverhalten des Motors zu simulieren imstande ist, soll Bild 3 demonstrieren. Der der Messung zugrundeliegende Versuch auf dem dynamisierten Motorprüfstand und auch die rechnerische Simulation entsprechen der Situation, daß der Motor in ein (relativ schweres) Fahrzeug eingebaut ist und bei eingelegtem 4. Gang, ausgehend von der Motordrehzahl $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$ durch schlagartiges Umlegen des Verstellhebels der Einspritzpumpe (Fahrpedal) auf Vollanschlag beschleunigt wird (Vollastbeschleunigung).

3. Schraubenlader-Motor-System

3.1 Versuchsmotor

Die Basis für alle hier vorgestellten Untersuchungen bildete ein in der Serie abgasturboaufgeladener Vorkammer-Dieselmotor mit

Hubraum	= 3 l
Anzahl der Zylinder	= 6
Nenn Drehzahl	= 4600 min^{-1}
Nennleistung (bei ATL-Aufladung)	= 105 kW

3.2 Schraubenlader

Die an der TU Berlin im praktischen Motorversuch eingesetzten Schraubenlader waren jeweils Prototypen, die dazu von der Arbeitsgruppe Prof. Kauder, Universität Dortmund bereitgestellt wurden. Diese Gruppe lieferte auch die für die hier vorgestellten Simulationsrechnungen zum Schraubenlader-Motor-System benötigten Schraubenlader-Kennfelder.

3.3 Anpassung des Schraubenladers

Der Turbolader eines PKW-Dieselmotors wird in der Regel so ausgewählt bzw. 'angepaßt', daß er bereits bei derjenigen Motordrehzahl, bei der das maximale Drehmoment erreicht werden soll - das ist bei etwa 40 % der Motor-Nenndrehzahl -, den dafür erforderlichen Ladedruck liefert. In Bild 4 entspricht dies dem Maximum der p_{me} -Kurve für den Turboladerbetrieb bei $n_M \approx 2000 \text{ min}^{-1}$. Da für höhere Motordrehzahlen ($40 \% \leq n_M \leq 100 \%$) das Vollast- p_{me} wieder abfallen soll, sorgt ein Bypass-Ventil an der Turboladerturbine (Waste-gate) dafür, daß der Ladedruck p_L in diesem Bereich nahezu konstant bleibt.

Die mechanische Aufladung mit einem Schraubenlader unter einem festen Übersetzungsverhältnis i für den Laderantrieb liefert eine Ladedruckcharakteristik, die mit der Drehzahl stetig ansteigt. Das für Bild 4 gewählte Übersetzungsverhältnis $i = 3,9$ stellt einen Kompromiß bei der Nachbildung der Ladedruck - und der p_{me} -Charakteristik des Turboladerbetriebs dar, wobei für beide Aufladeverfahren der gleiche Verlauf für das Luftverhältnis λ_v gewählt worden war. Allein eine Anhebung des Übersetzungsverhältnisses auf beispielsweise $i = 4,25$ verschiebt die Ladedruckcharakteristik auf ein höheres Niveau. Aus dem dann gerade im unteren Motordrehzahlbereich höheren Ladedruck als bei Turboaufladung läßt sich ein entsprechend besseres Beschleunigungsverhalten des Motors erwarten. Allerdings besteht dann für den oberen Drehzahlbereich die Gefahr, daß aufgrund des sehr hohen Ladedrucks und dem daraus folgenden entsprechend hohen maximalen Zylinderdruck die zulässige mechanische Belastung des Motors überschritten wird. Will man letztere durch ein entsprechendes Späterlegen der Verbrennung auffangen, ist mit einem deutlich höheren spezifischen Kraftstoffverbrauch zu rechnen. Dieser Zielkonflikt kann durch eine Ladedrucksteuerung gelöst werden.

3.4 Ladedrucksteuerung

Nach Gl.(1) hängt die Laderantriebsleistung P_A

$$P_A \sim p_1 \cdot \left[\left(\frac{p_L}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{sL} \eta_{mL}} \quad (1)$$

bei einer bestimmten Drehzahl außer vom Ansaugdruck p_1 nur noch vom Ladedruck p_L bzw. vom Ladedruckverhältnis $\pi_L = p_L/p_1$ und vom isentropen und vom mechanischen Laderwirkungsgrad η_{sL} und η_{mL} ab. Da die vom Motor aufzubringende Laderantriebsleistung als Motornutzleistung fehlt, ist anzustreben, den Ladedruck jeweils nur bis zu einer Höhe aufzubauen, wie sie der Motor mindestens benötigt, d.h. für eine Ladedrucksteuerung zu sorgen. Diese sollte allerdings nicht mit einer Verschlechterung von η_{sL} und/oder η_{mL} verbunden sein, weil sich nach Gl.(1) damit die Laderantriebsleistung tendenziell wieder erhöhen würde.

Die theoretisch ideale Methode zur Ladedrucksteuerung bei mechanischer Aufladung besteht für jeden Ladertyp in der Realisierung eines variablen Übersetzungsverhältnisses. Sie stellt jedoch eine konstruktiv anspruchsvolle und relativ teure Lösung dar.

In [2] werden zur Ladedruckregelung des Schraubenladers neben dem variablen Übersetzungsverhältnis folgende Verfahren vorgeschlagen:

- Externer Bypass
- Interner Bypass
- Saugseitiger Steuerkantenschieber

In Bild 5 ist zu diesen drei Verfahren jeweils neben der schematischen Darstellung ihrer maschinentechnischen Umsetzung auch gezeigt, wie sich das zugehörige Indikatordiagramm verändert, wenn die Ladedrucksteuerung greift. Die dabei in allen Fällen kleiner werdende Indikatordiagramm-Fläche deutet darauf hin, daß mit der erwarteten Verringerung der Laderantriebsleistung gerechnet werden kann.

Der 'Externe Bypass' kann auch für andere Verdrängerladerarten eingesetzt werden. Die beiden übrigen Methoden stellen sogenannte innere Verfahren zur Ladedrucksteuerung von Schraubenladern dar. Nachfolgend sollen alle drei Ladedrucksteuerungsverfahren in ihrer Auswirkung auf die Motorbetriebswerte verglichen werden, wobei die Werte, die mit dem ungesteuerten Lader erzielt wurden, als Referenz dienen sollen.

Zur Beschreibung des ungesteuerten Schraubenladers genügt ein einziges Diagramm mit dem Lader-Druckverhältnis über dem Durchsatz und der Laderdrehzahl sowie der Laderantriebsleistung als je einer Parameterschar.

Im Falle des ladedruckgesteuerten Laders muß solch ein Diagramm jeweils für jede Stellung des Stellorgans bereitstehen, wie dies in Bild 6 am Beispiel des 'Internen Bypass' gezeigt wird. Diese Aufgabe wurde so gelöst, daß zu definierten Hubstellungen des Bypass-Ventils je zwei Teilkennfelder ins Programm eingelesen und Zwischenwerte entsprechend interpoliert werden.

Bild 7 präsentiert das Ergebnis dieser Untersuchung für die Motordrehzahlen $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$ und $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$, weil im unteren Drehzahlbereich eine kraftstoffverbrauchsgünstige Ladedrucksteuerung besonders wichtig ist. Für jede der beiden Drehzahlen ist für jedes der drei untersuchten Ladedrucksteuerverfahren über der Motorlast (p_{me}) derjenige Ladedruck aufgetragen, der zum jeweils niedrigsten spezifischen Kraftstoffverbrauch führt. Abhängig vom Ladedrucksteuerverfahren und dem momentanen Ladedruck ergibt sich die zugehörige Laderantriebsleistung. Die zugehörigen Kurven für den dabei erzielten spezifischen Kraftstoffverbrauch sind als die jeweilige Differenz zum spezifischen Kraftstoffverbrauch des ungesteuerten Schraubenladers (als Referenz) zu verstehen.

Bild 7 liefert zwei wesentliche Aussagen:

- (1) Durch eine lastabhängige Ladedrucksteuerung läßt sich eine bedeutende Einsparung im spezifischen Kraftstoffverbrauch gegenüber dem Betrieb mit ungesteuertem Lader erzielen
- (2) Unter den hier untersuchten Ladedruck-Steuerverfahren liefert der 'Interne Bypass' die günstigsten Werte.

Bild 8 zeigt, daß die Ladedrucksteuerung aber auch dazu benutzt werden kann, den Vollast-Ladedruck im oberen Motor-Drehzahlbereich zu begrenzen, wenn zur Erlangung eines relativ hohen Ladedrucks im unteren Drehzahlbereich ein relativ hohes Übersetzungsverhältnis gefahren wird, $i=4,25$ anstelle $i=3,9$ (siehe auch Bild 4). Daß sich nach Bild 8 ohne Ladedrucksteuerung ein günstigerer b_e -Verlauf einstellen würde als mit Ladedrucksteuerung, trifft in der Praxis nicht zu, weil die gezeigten Rechenergebnisse ohne jede Einschränkung im maximalen Zylinderdruck entstanden sind, und dieser würde ohne Ladedruckbegrenzung bis auf die für diesen Motor unzulässige Höhe von 160 bar ansteigen.

4. Fahrzeugbeschleunigung

Wie sich der Versuchsmotor bei simulierter Fahrzeugbeschleunigung im Vergleich zwischen Turboaufladung und mechanischer Aufladung mit Schraubenlader verhält, darüber sollen die Bilder 9 und 10 Auskunft geben. In allen Fällen ist der Motor in das gleiche (relativ schwere) Fahrzeug eingebaut und es ist der 4. Gang eingelegt.

Ausgehend vom stationären Motorbetriebspunkt entsprechend einer Fahrgeschwindigkeit von 60 km/h wird schlagartig der Verstellhebel der Einspritzpumpe (Fahrpedal) auf Vollanschlag gebracht. Nach Bild 9 versorgen beide Varianten der mechanischen Aufladung zu Beginn der Beschleunigungsphase den Motor mit einem höheren Ladedruck als der Turbolader. Dieses Plus können sie bis zur Zeit $t=20s$ halten, was sich in einem höheren Drehmoment und einem schnelleren Drehzahlaufbau des Motors auswirkt. Der Eingriff des (internen) Bypass-Ventils im Falle der Laderanpassung mit $i=4,25$ dämpft geringfügig das weitere Beschleunigungsverhalten.

Bild 10 zeigt die ersten etwa 20s des Beschleunigungslaufs noch einmal mit weiter gespreizter Zeitachse und dem Vergleich, welche der drei Aufladevarianten das Fahrzeug schneller von 60 auf 100 km/h bringt. Hierbei schneiden die beiden Varianten der mechanischen Aufladung mit Schraubenlader eindeutig besser ab als die Turboaufladung.

5. Abgasemission

Die Entwicklung von Fahrzeugmotoren ist in ganz entscheidendem Maße davon geprägt, daß diese die jeweils weltweit strengsten Abgasvorschriften einzuhalten haben. So muß auch jedwede Änderung im Aufladeverfahren sich mit den bestehenden Forderungen an die Abgasqualität vertragen und sollte diese nach Möglichkeit noch verbessern.

Eine Untersuchung von Mercedes-Benz [3], der auch das Bild 11 entnommen ist, ergab für einen Motor mit einem Zylinderhubvolumen gleich dem des hier vorliegenden Versuchsmotors, daß im CVS-Test die mechanische Aufladung bezüglich HC, CO und Partikel deutlich besser abschneidet als die Turboladerversion. Dies dürfte mit dem günstigeren Luftangebot während der Beschleunigungsphasen zusammenhängen. Die NO_x -Emission hingegen stellt sich für beide Aufladevarianten gleich dar, was seine wesentliche Ursache darin haben dürfte, daß der Motor bei mechanischer Aufladung gegenüber der Turboaufladung für die gleiche Kupplungsleistung eine höhere indizierte Leistung zu bringen hat.

Das aus Bild 11 auch noch hervorgehende um vier Prozent schlechtere Abschneiden des mechanisch aufgeladenen Motors im Kraftstoffverbrauch (fuel economy) entspricht von der Größenordnung her den beim Einsatz des Schraubenladers festgestellten Werten.

6. Schlußfolgerung

Die mechanische Aufladung des PKW-Dieselmotors kann aus rein technischer Sicht durchaus als eine Alternative zur Turboaufladung gesehen werden. Dies gilt insbesondere für den diesbezüglichen Einsatz des Schraubenladers, wenn man dessen prinzipbedingte Möglichkeiten zur Ladedrucksteuerung nutzt.

Der breiten Serieneinführung stehen derzeit in jedem Fall noch die höheren Kosten des Schraubenladers im Vergleich zum Turbolader entgegen.

Literatur

- [1] Pucher, H. Der Schraubenverdichter als mechanischer Lader für Fahrzeugmotoren
Vlaskos, I. VDI Berichte Nr. 859. Düsseldorf:
VDI-Verlag 1990

- [2] Piatkowski, R. Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers.
Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 186.
Düsseldorf: VDI-Verlag 1993

- [3] Pütz, W. Untersuchungen zur mechanischen Aufladung am PKW-Dieselmotor.
5. Aufladetechnische Konferenz,
11./12. Okt. 1993, Augsburg

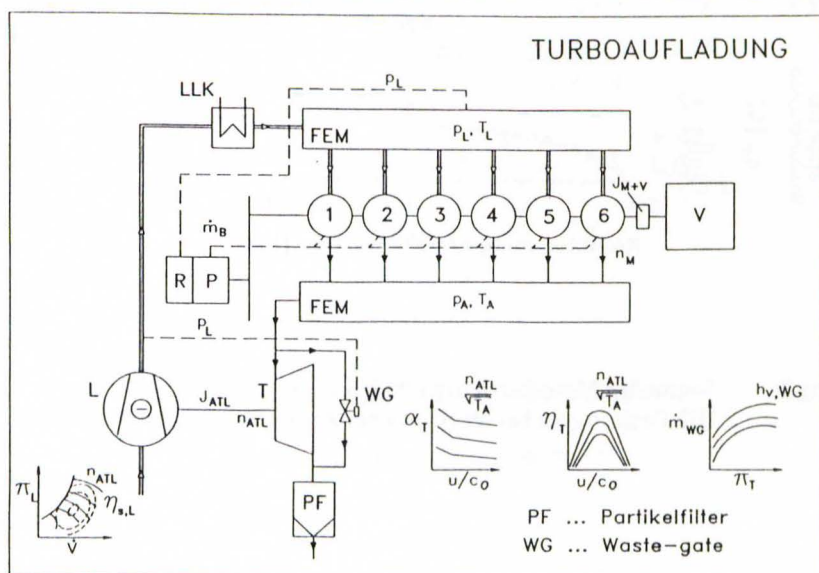
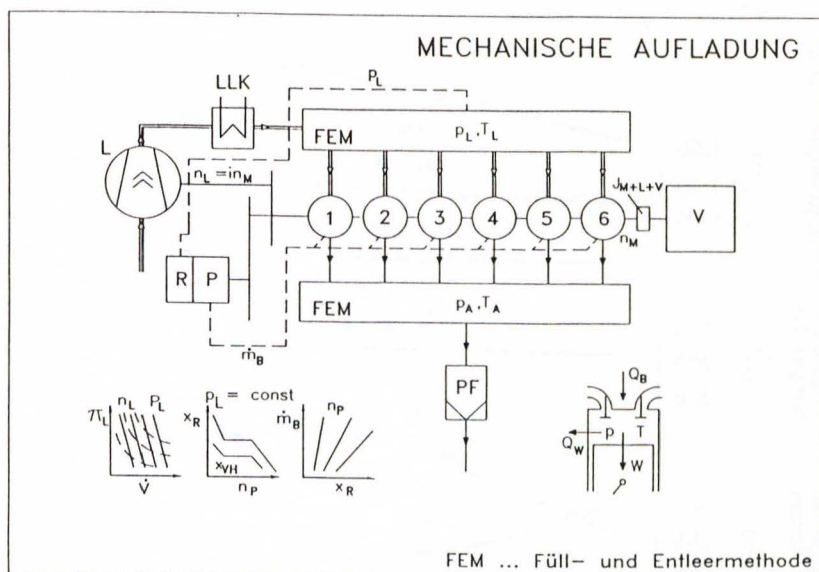


Bild 1: Simulationsmodell des Dieselmotors bei mechanischer Aufladung und Turboaufladung

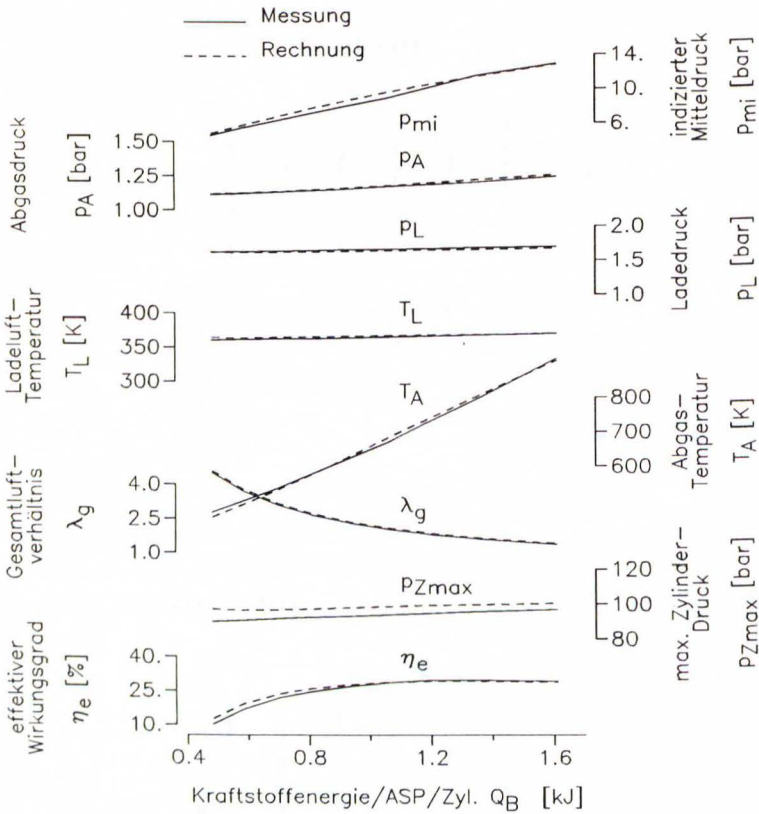


Bild 2: Stationäre Motorbetriebswerte bei $n_M=3000\text{ min}^{-1}$,
IDI-Dieselmotor bei mechanischer Aufladung (Schraubenlader)

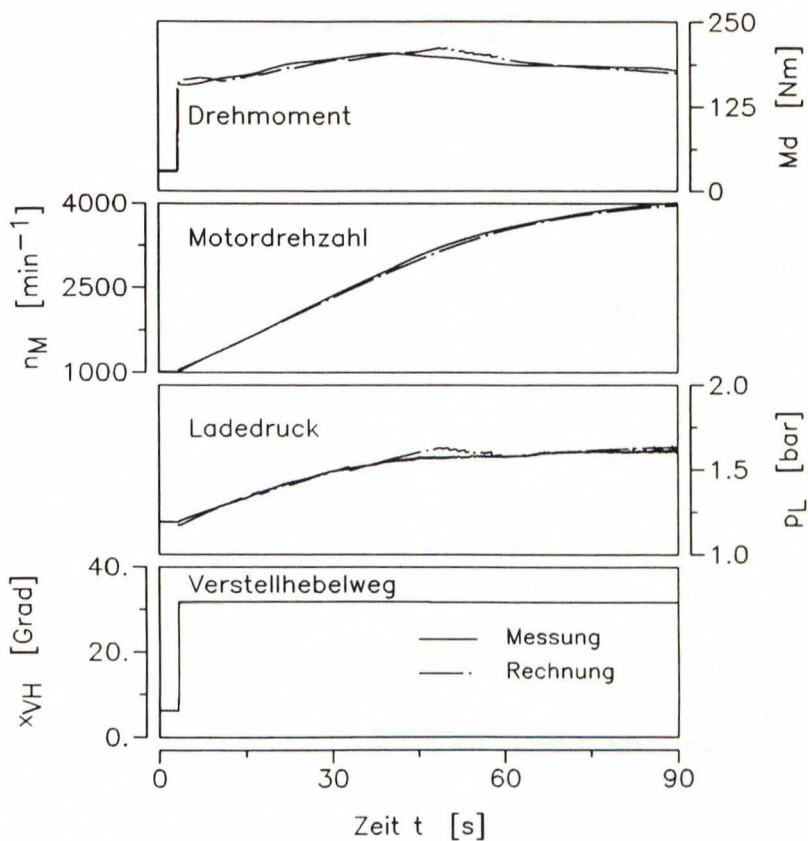


Bild 3: Rechnungs-Messungs-Vergleich zum dynamischen Motorbetrieb, Vollastbeschleunigung im 4. Gang, IDI-Dieselmotor bei mechanischer Aufladung (Schraubenlader)

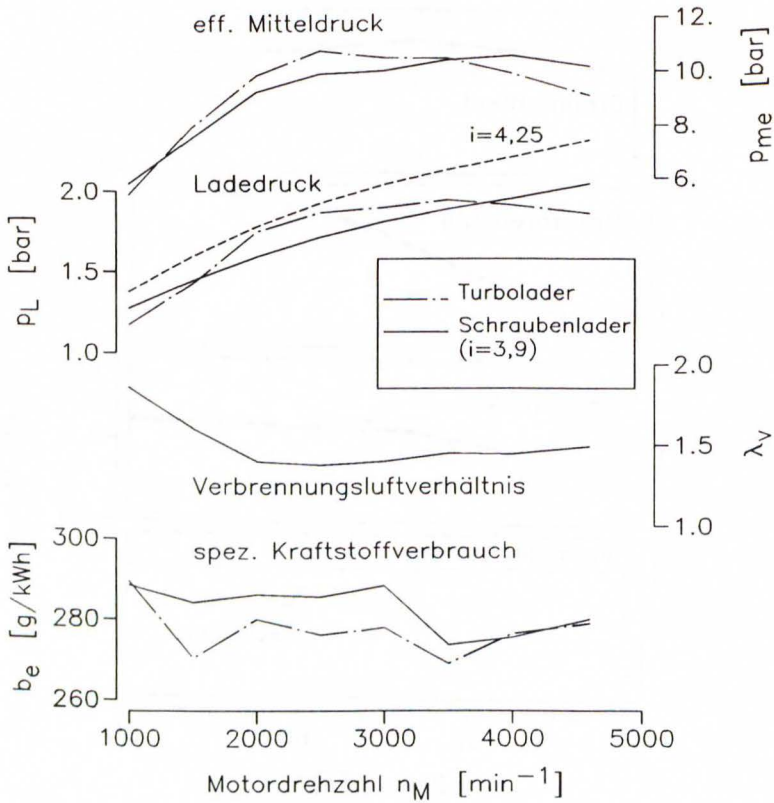
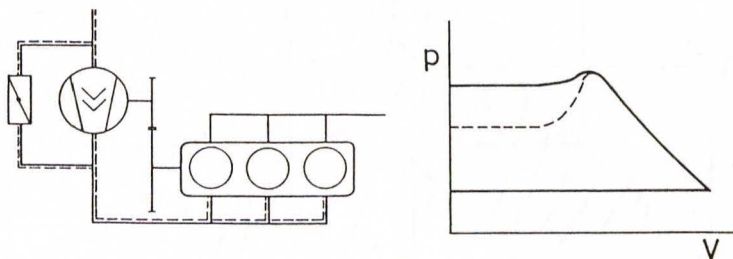
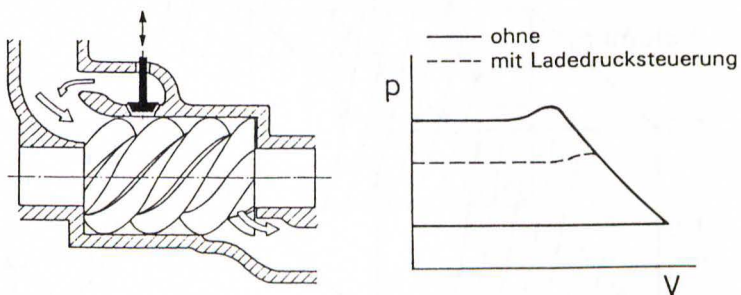


Bild 4: Mechanische Aufladung (Schraubenlader) und Turboaufladung im Vergleich bei stationärem Vollastbetrieb

Externer Bypass



Interner Bypass



Saugseitiger Steuerkantenschieber

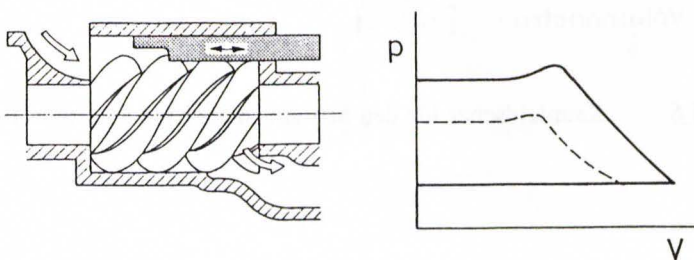


Bild 5: Ladedrucksteuerungskonzepte für den Schraubenlader mit den zugehörigen Indikator diagrammen (schematisch)

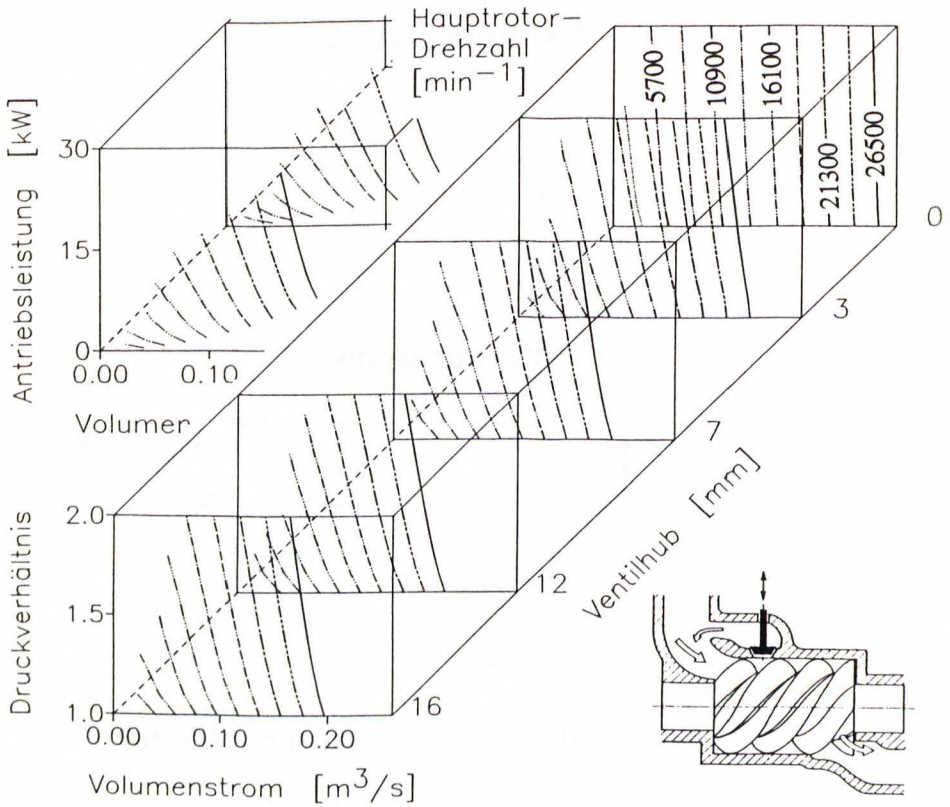


Bild 6: Kennfeldschar für den Schraubenlader mit Internem Bypass

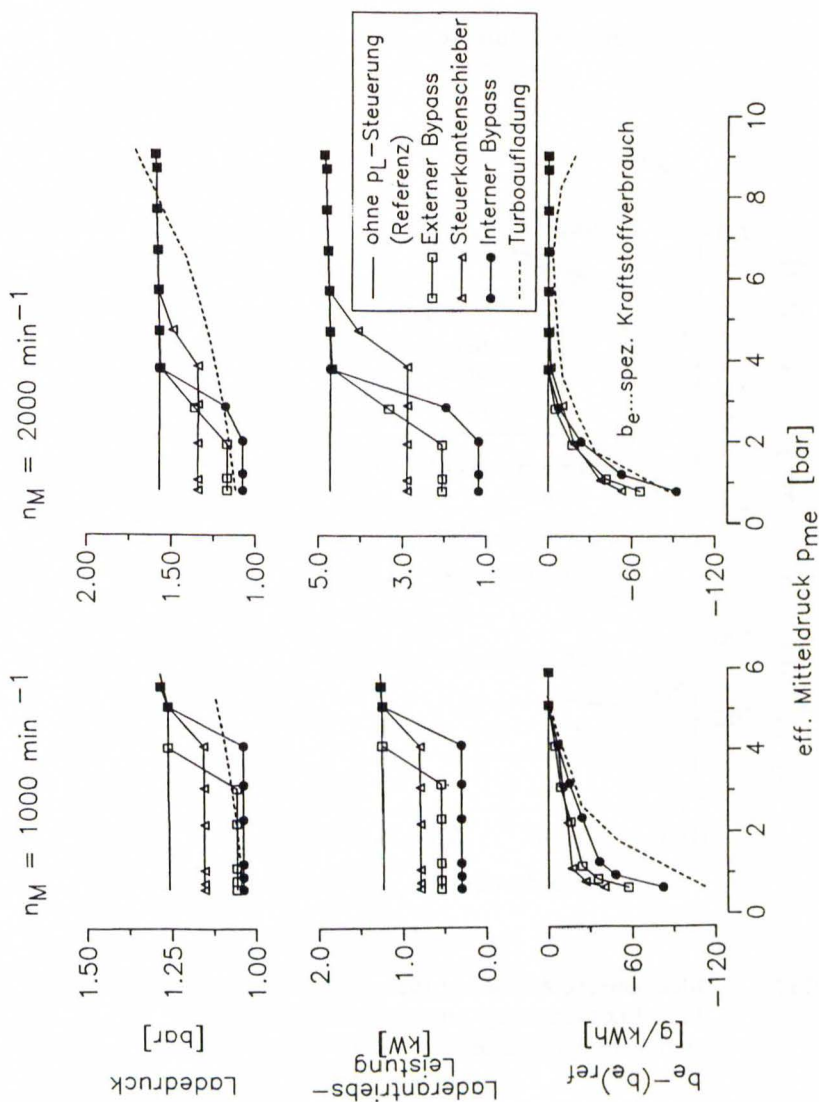


Bild 7: Einfluß der Ladedrucksteuerung auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch über der Motorlast für verschiedene Steuerkonzepte

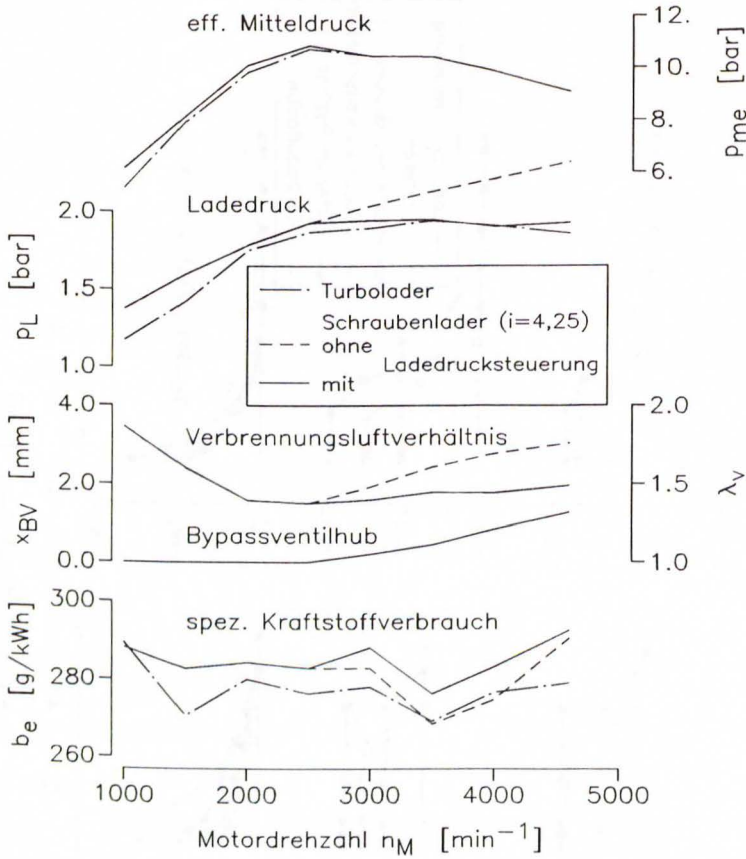


Bild 8: Mechanische Aufladung (Schraubenlader) mit und ohne Ladedrucksteuerung und Turboaufladung im Vergleich bei stationärem Vollastbetrieb

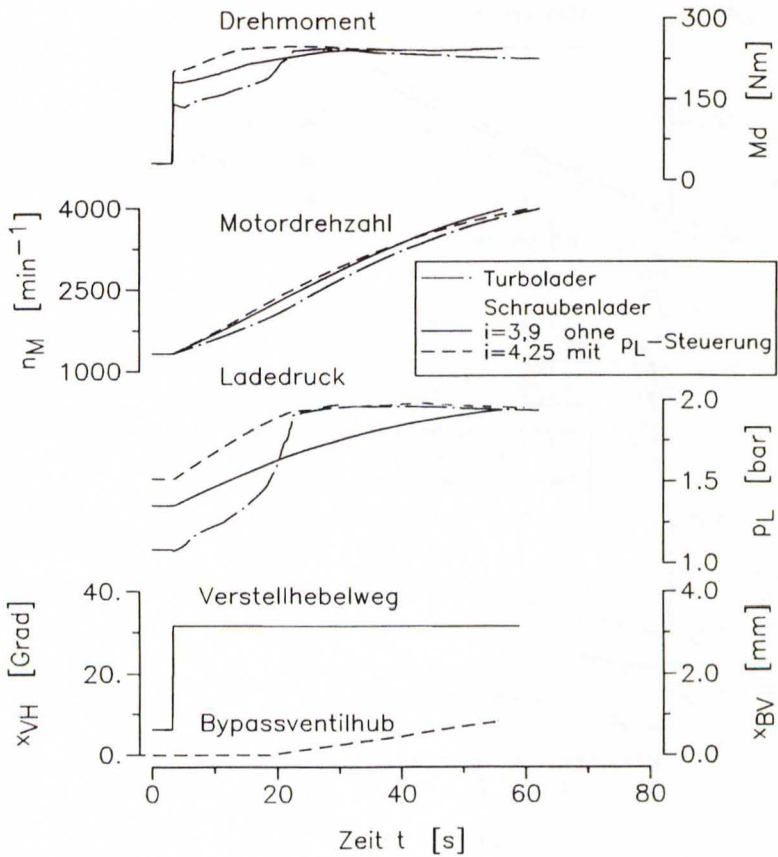


Bild 9: Fahrzeug-Vollastbeschleunigung im 4. Gang, Mechanische Aufladung mit Schraubenlader im Vergleich zur Turboaufladung

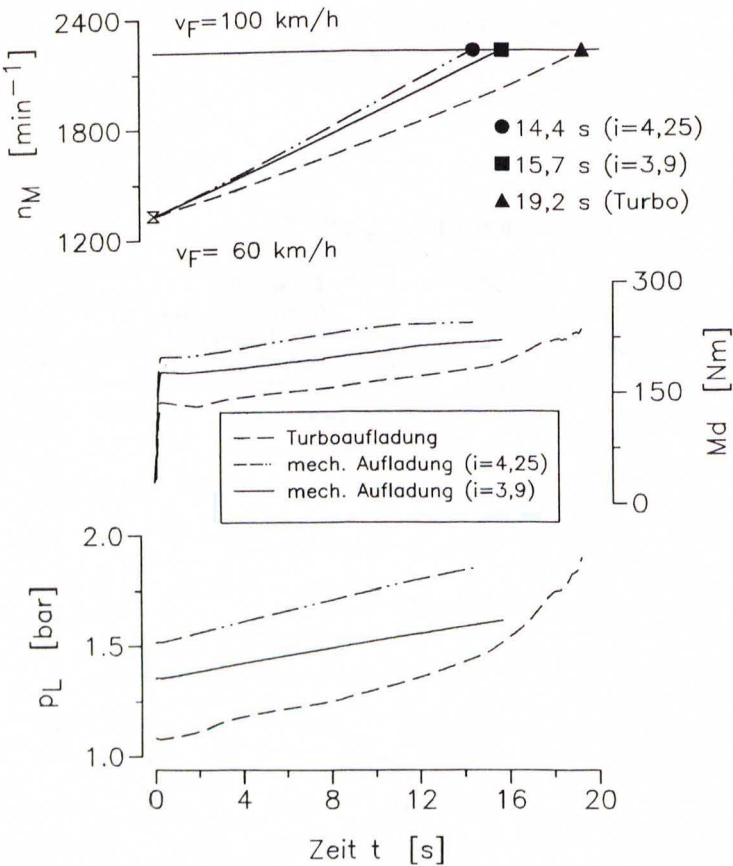
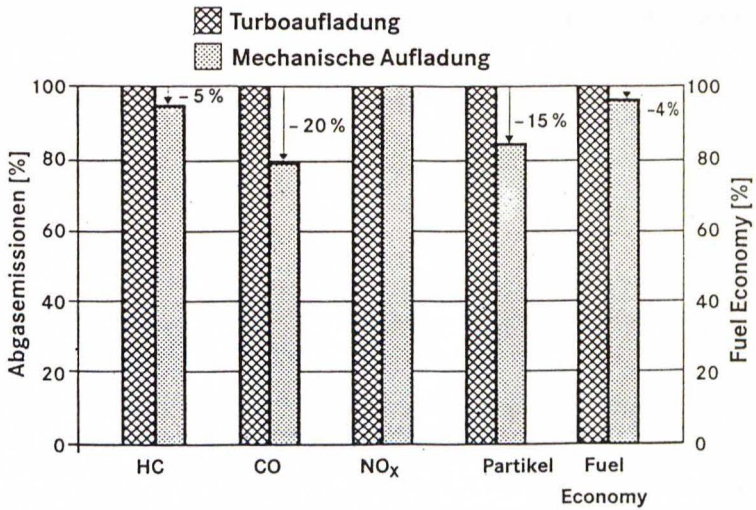


Bild 10: Fahrzeug-Vollastbeschleunigung im 4. Gang von 60 auf 100 km/h, Mechanische Aufladung mit Schraubenlader im Vergleich zur Turboaufladung



[Quelle: Mercedes-Benz]

Bild 11: Abgasemission und Fuel Economy im CVS-Test für einen 2,5L-IDI-Dieselmotor, Mechanische Aufladung und Turboaufladung im Vergleich, nach Pütz /3/