

Der Schraubenverdichter als mechanischer Lader für Fahrzeugmotoren

Prof. Dr.-Ing. **H. Pucher** VDI, und Dipl.-Ing. **I. Vlaskos** VDI, Berlin

Zusammenfassung

Zur mechanischen Aufladung von Fahrzeugmotoren sind vor allem Verdrängerlader geeignet. Besonders vorteilhaft könnte dabei der Einsatz des Schraubenverdichters sein, wenn es gelingt, eine laderinterne Ladedruckregelung zu entwickeln. Es werden der Aufbau und die Arbeitsweise eines Programmsystems vorgestellt, welches das Zusammenwirken des Gesamtsystems aus Motor, Lader und Arbeitsmaschine (Fahrzeug) simuliert. Seine Anwendung stellt ein wesentliches Werkzeug für die Entwicklung mechanisch aufgeladener Motoren dar.

Summary

For mechanical supercharging of vehicle engines displacement type-compressors are the better solution compared to turbo compressors. One of them, the screw type-compressor could become of particular interest, if a compressor internal charge air compression ratio control can be developed. The paper reports on the fundamentals and the working methods of a computer program simulating the total system consisting of the engine, the supercharger, and the driven machine (vehicle). The application of this program system represents an important tool for the development of mechanically supercharged engines.

1. Aufladung von Fahrzeugmotoren

1.1 Allgemeines

Jedes Verfahren, welches einem Verbrennungsmotor dazu verhilft, während der Ansaugphase mehr Frischluft in den Zylinder einzubringen, als dies bei gegebenem Hubvolumen durch Ansaugen von Luft bei Umgebungszustand möglich ist, wird als Aufladung bezeichnet. Entsprechend dem Mehrangebot an Luft kann mehr Kraftstoff umgesetzt und damit die Leistungsdichte eines gegebenen Grundmotors erhöht werden.

Bei großen Schiffsdieselmotoren wird die Aufladung in Form der sogenannten Abgasturboaufladung schon seit über 60 Jahren angewandt und zählt bei diesen Motoren heute zur Standardausrüstung [1]. Daß im Bereich der Fahrzeugdieselmotoren diese Technik erst seit etwa 15 Jahren zunehmend eingesetzt wird, liegt in den Besonderheiten des Zusammenwirkens des Abgasturboladers, einer stationären Strömungsmaschine, und des Kolbenmotors im Teillastbereich, insbesondere bei niedrigen Motordrehzahlen. Ausgehend von derjenigen Motordrehzahl, für die der Abgasturbolader ausgelegt ist, fällt nämlich mit abnehmender Motordrehzahl der vom Abgasturbolader gelieferte Ladedruck immer weiter ab, was bei einem Schiffsmotor normalerweise kein Problem bedeutet, weil er längs einer Propellercharakteristik betrieben wird, und dementsprechend die vom Motor aufzubringende Last mit dem Quadrat der gefahrenen Drehzahl abnimmt. Zur Erzielung einer für den Fahrzeugbetrieb günstigen Drehmomentcharakteristik soll ausgehend von der Nenndrehzahl mit abnehmender Drehzahl des Motors das Vollastmoment ansteigen, wofür jedoch der Ladedruck zumindest konstant bleiben und keinesfalls abfallen sollte. Dieses Ladedruckdefizit im unteren Drehzahlbereich wirkt sich umso stärker aus, je größer die Drehzahlspanne ist, über die ein Motor betrieben wird. Liegt diese bei einem Nutzfahrzeugdieselmotor noch bei 1000 - 2500 min^{-1} , so reicht sie bei heutigen Pkw-Dieselmotoren von 1000 - 5000 min^{-1} . Dieses Problem ist heute in der Regel so gelöst, daß der Abgasturbolader für diejenige Motordrehzahl ausgelegt wird, bei welcher der Motor

sein maximales Drehmoment bringen soll, beim Nutzfahrzeugdieselmotor liegt diese bei etwa 60 % und beim Pkw-Dieselmotor etwa bei 40 % der Nenn-drehzahl. Oberhalb dieser Drehzahl wird beim Pkw-Dieselmotor der ansonsten ansteigende Ladedruck über ein Abgas-Wastegate konstant gehalten, vor allem um den Motor mechanisch nicht zu überlasten. Unterhalb dieser Auslegungsdrehzahl fallen der Ladedruck und das damit fahrbare Vollastmoment steil ab in Richtung der Werte im Saugbetrieb. Dieses gegenüber dem leistungsgleichen Saugmotor vorliegende Vollastdefizit des abgasturboaufgeladenen Pkw-Motors bei Drehzahlen unterhalb 40 % der Nenndrehzahl wirkt sich im dynamischen Betrieb, d. h. beim Beschleunigen, noch stärker aus und ist als das sogenannte "Turboloch" bekannt.

Diesbezüglich wesentlich günstiger schneiden die mechanisch aufgeladenen Motoren ab. Deren Vollastmomentenverlauf über der Drehzahl entspricht im wesentlichen demjenigen des leistungsgleichen Saugmotors, eben weil sie, fast wie dieser, über einen mit der Motordrehzahl kaum abfallenden Ladedruck verfügen, Bild 1. Dieses günstigere dynamische Verhalten ist ein entscheidendes Argument für die mechanische Aufladung gegenüber der Abgasturboaufladung, insbesondere für kleinere Motoren, weil bei diesen der prinzipielle Wirkungsgradvorteil der Abgasturboaufladung auch nicht mehr so stark zum Tragen kommt. Dem prinzipiellen Wirkungsgradnachteil der mechanischen Aufladung kann vor allem durch eine geeignete Wahl der Laderbauart in Kombination mit einem Ladedruck-Regelkonzept begegnet werden.

1.2 Mechanische Aufladung

Zur mechanischen Aufladung, bei der ein als Lader bezeichnetes Verdichtertaggregat über ein Zahnrad- oder Riemengetriebe von der Kurbelwelle des Motors angetrieben wird, eignen sich besonders Lader der Verdrängerbauart [2]. Wichtige Vertreter dieser Bauart sind das Roots-Gebläse, der Drehkolbenverdichter, der Spirallader und schließlich der Schraubenverdichter. Ihnen allen gemeinsam ist der charakteristische Verlauf der Linien konstanter Lader-

Drehzahl (n_L) im Lader-Kennfeld (siehe Bild 2). Diese Lader-Kennlinien liefern im Zusammenwirken mit den Schlucklinien des (Viertakt-)Motors ($n_M = \text{const.}$) bei gegebenem Übersetzungsverhältnis $i = n_L/n_M$ eine Motorbetriebslinie, d. h. einen Ladedruckverlauf, der mit abnehmender Motordrehzahl nur wenig abfällt. Über eine entsprechende Wahl des Lader- Übersetzungsverhältnisses i läßt sich zudem die Motorbetriebslinie in ihrem Niveau nahezu parallel verschieben. Liegt i jedoch fest, bedeutet dies, daß bei konstanter Motordrehzahl ($n_M = \text{const.}$) der Motor unabhängig von der zu fahrenden Last immer mit dem gleichen Ladedruck beaufschlagt wird, d. h. daß auch bei Teillast der Vollast-Ladedruck vorliegt. Beim Ottomotor muß zur Einhaltung des prinzipbedingt nahezu konstanten Luftverhältnisses λ der vor dem Einlaßventil anstehende Ladedruck mit der zu fahrenden Last in jedem Fall abgesenkt werden. Beim Dieselmotor würde ein mit abnehmender Last reziprok zunehmendes Luftverhältnis rein aus der Sicht der zylinderinternen Thermodynamik zwar nicht nachteilig sein, es ist aber in dieser Höhe nicht erforderlich. Ein unnötig hoher Ladedruck erfordert allerdings eine entsprechend hohe Laderantriebsleistung, die von der Nutzleistung des Motors abgeht und damit den effektiven Motorwirkungsgrad ungünstig beeinflusst. Ein mechanisch aufgeladener Ottomotor erfordert daher in jedem Fall ein Konzept zur Ladedruck-Regelung, beim Dieselmotor ist eine solche aus den genannten Gründen jedenfalls zu empfehlen.

2. Simulation des Gesamtsystems

2.1 Reale Arbeitsprozeßrechnung

Im Rahmen der Entwicklung von Verbrennungsmotoren stellt der Einsatz von Rechenprogrammen zur Simulation des realen Motorprozesses inzwischen ein unverzichtbares Entwicklungswerkzeug dar. Dies trifft in ganz besonderer Weise auf aufgeladene Motoren zu, wenn es um die optimale Anpassung des Aufladeaggregats an den Motor geht. Damit lassen sich im Falle eines mechanisch aufgeladenen Motors unterschiedliche Lader und/oder Ladedruck-Regel-

konzepte bezüglich ihres Einflusses auf die Motorbetriebswerte studieren, ohne daß dabei diese Konzepte jeweils in Hardware ausgeführt werden müssen. Der Rechneinsatz hilft damit Versuchskosten einzusparen und ermöglicht vielfach eine Aussagetiefe, die allein über das Experiment nicht zu erreichen wäre. Bild 3 zeigt in Form eines Schaltschemas das Zusammenwirken der Einzelelemente und einige Randbedingungen eines Gesamtsystems bestehend aus

- dem Viertakt Dieselmotor mit den Zylindern $Z_1 - Z_6$, der Einspritzpumpe P und dem Regler R,
- dem mechanischen Lader L,
- dem Ladeluftkühler LLK, sowie der
- angetriebenen Maschine (= "Verbraucher") V.

Der Aufbau und die Funktionsweise des dazu im Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin entwickelten Simulationsprogramms sollen anhand der folgenden Abschnitte verdeutlicht werden.

2.2 Zylinderinterne Vorgänge

Die Basis zur schrittweisen Berechnung der Zustandsänderungen des Arbeitsmediums im Zylinder, d. h. die Berechnung von Druck p_z , Temperatur T_z und Masse m_z im Zylinder und daraus ableitbarer Größen, abhängig vom Kurbelwinkel φ , bilden der Energie- und Massenerhaltungssatz in ihrer differentiellen Form sowie die Gaszustandsgleichung für das in Bild 4 mit gestrichelter Linie begrenzte thermodynamische System "Motorzylinder". Wesentliche Randbedingungen bei der Lösung dieses Systems von gekoppelten linearen Differentialgleichungen stellen der Brennverlauf $dQ_b/d\varphi$, der Wandwärmeaustausch $dQ_w/d\varphi$ sowie die auf einem stationären Strömungsprüfstand zu bestimmenden Durchflußbeiwerte für die Ein- und Auslaßventile des Zylinders dar. Letztere sind für eine realitätsnahe Berechnung der zu jedem Zeitpunkt φ am Zylinder je Grad Kurbelwinkel ein- und ausströmenden Gasmassen $dm_E/d\varphi$ und $dm_A/d\varphi$ erforderlich.

Bild 4 zeigt beispielhaft für einen stationären Betriebspunkt eines aufgeladenen Viertakt-Dieselmotors einige wesentliche Ergebnisse der zylinderinternen Zustandsberechnung, jeweils als Funktion über dem Kurbelwinkel φ , während eines (sich periodisch wiederholenden) Arbeitsspiels; 1 Arbeitsspiel entspricht dabei 720 °KW bzw. 2 Kurbelwellenumdrehungen.

Im einzelnen sind in Bild 4 dargestellt

- Druck p_z und Temperatur T_z im Zylinder
- Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$
- momentane Arbeitsgasmasse im Zylinder m_z
- die bis zum jeweiligen Zeitpunkt φ in den Zylinder ein- bzw. ausgeströmte Gasmasse m_E bzw. m_A
- das momentane Luftverhältnis λ zur Kennzeichnung der Zusammensetzung des Arbeitsgases im Zylinder
- die an die brennraumbegrenzenden Zylinderbauteile je Grad Kurbelwinkel übergehende Wandwärme $dQ_W/d\varphi$, getrennt für den Zylinderkopf ("Deckel"), den Kolbenboden ("Kolben") und die Zylinderlauffläche ("Büchse").

Die Rechnung liefert simultan noch eine Vielzahl weiterer momentaner und integraler Motorbetriebswerte, wie

- vom Zylinder abgegebene Arbeit und Leistung
- Wirkungsgrad
- Luftaufwand und Liefergrad
- mittlere Abgastemperatur
- Restgasgehalt am Ende des Ladungswechsels.

Welch realitätsnahe Ergebnisse über solche Rechnungen inzwischen möglich sind, kann der in Bild 5 gezeigte Rechnung-Messungsvergleich zum Zylinderdruckverlauf eines Fahrzeug-Dieselmotors verdeutlichen. Der zusätzlich dargestellte Brennverlauf ist unter Anwendung derselben Grundgleichungen wie in der realen Arbeitsprozeßrechnung durch die sogenannte

THERMODYNAMISCHE ANALYSE aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf zu berechnen.

2.3 Vorgänge in den Ein- und Auslaßleitungen

Die Berechnung der Zustandsänderungen in den Ein- und Auslaßleitungen des Motors, gemäß Bild 3 p_L und T_L in der Einlaßleitung und p_{A1} , p_{A2} und T_{A1} , T_{A2} in der Auslaßleitung, die ihrerseits eine Randbedingung für die zylinderinterne Zustandsberechnung darstellen, erfolgt jeweils nach der FÜLL- und ENTLERMETHODE. Diese stellt ein quasistationäres Rechenverfahren dar, weil sie die Zustandsänderung im die Ein- oder Auslaßleitung repräsentierenden Kontrollvolumen lediglich zeitabhängig und nicht auch ortsabhängig berechnet. Diese vereinfachende Grundannahme wirkt sich zwar mit zunehmendem Motor-Nenn Drehzahlniveau in einer zunehmenden Abweichung des gerechneten (quasistationären) Zustandsverlaufs in der Leitung vom gemessenen (instationären) aus, jedoch ist im Hinblick auf die angestrebte Gesamtaussage der Einsatz der Füll- und Entleermethode auch für (schnellaufende) Fahrzeugmotoren gerechtfertigt [3]. Welch gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung unter Anwendung der Füll- und Entleermethode zu erzielen ist, zeigt Bild 6 für einen mittelschnellaufenden aufgeladenen Dieselmotor.

Die Rückkühlwirkung eines vorhandenen Ladeluftkühlers LLK (siehe Bild 3) wird über sein im Versuch zu bestimmendes Kennfeld beschrieben, welches punktweise abgespeichert oder als Polynomdarstellung der Rechnung vorgegeben ist.

2.4 Simulation des Laders

Aus der Sicht der Berechnung der Zustandsänderungen in den Motorzylindern und in der sie verbindenden Einlaßleitung stellt der Lader eine Randbedingung dar, die zu jedem Augenblick eine Aussage darüber zu liefern hat, welchen

Fördermengenstrom \dot{m}_L der Lader an den Motor abgibt und welche Antriebsleistung P_L der Lader dabei aufnimmt. Letztere wird ja direkt von der Kurbelwelle des Motors abgenommen und beeinflusst entsprechend die für den Verbraucher verfügbare Nutzleistung. Zur Berücksichtigung eines unregelmäßig betriebenen Laders innerhalb des Gesamt-Programmsystems ist die Angabe seines Kennfelds (siehe Bild 3) ausreichend. Soll jedoch das Zusammenwirken des Motors mit einem Lader simuliert werden, der über eine laderinterne Ladedruckregelung verfügt, für die momentane Motorbetriebsgrößen die Störgrößen bilden, kann es zweckmäßig sein, die laderinternen physikalischen Vorgänge mathematisch zu modellieren und mit den motorseitigen gekoppelt simultan zu berechnen. Dies trifft vor allem für die Berechnung des instationären Betriebs zu.

2.5 Instationärer Betrieb

Bei der Berechnung des instationären Betriebs eines Motor-Lader-Systems (vgl. Bild 3), beispielsweise beim Beschleunigen eines Fahrzeugs, ist zu berücksichtigen, daß der Motor nicht nur die (stationäre) Lastanforderung des Verbrauchers (Fahrwiderstand) abzudecken hat, sondern auch noch die Leistung zur Beschleunigung des gesamten Antriebsstrangs, bestehend aus Motor (M), Lader (L) und Verbraucher (V), aufzubringen hat. Faßt man deren Massen bzw. Drehmassen in einem einzigen polaren Massenträgheitsmoment J_{M+L+V} zusammen, wobei der gesamte Antriebsstrang als vollkommen drehsteif angenommen wird, so gilt für die Änderung der Motordrehzahl n_M über dem Kurbelwinkel φ

$$\frac{dn_M}{d\varphi} = \frac{1}{J_{M+L+V} \cdot n_M \cdot 4\pi^2} \cdot (M_M - M_L - M_V) \quad (1)$$

und für die korrespondierende Änderung der Laderdrehzahl n_L

$$\frac{dn_L}{d\varphi} = i \cdot \frac{dn_M}{d\varphi} \quad (2)$$

In Gl.(1) bedeuten

$M_M...$ das momentan von den Zylindern auf die Kurbelwelle übertragene Drehmoment abzüglich des Anteils, der auf die Motorreibung und auf Hilfsaggregate außer dem Lader entfällt

$M_L...$ das momentan vom Lader aufgenommene Antriebsmoment (siehe 2.4)

$M_V...$ das momentan vom Verbraucher aufgenommene (stationäre) Lastmoment, wie z. B. der Fahrwiderstand im Falle der Fahrzeugbeschleunigung

In jedem Fall muß die Charakteristik des "Verbrauchers" in geeigneter Weise der Rechnung als Randbedingung zur Verfügung gestellt werden, sei es als abgespeichertes Kennfeld oder auch als ein analytisch formuliertes Modell. Die "treibende Kraft" des Gesamtsystems stellt der den Zylindern aufgeprägte momentane Kraftstoffmengenstrom \dot{m}_B dar (siehe Bild 3), welcher vom Programm aus einem von der Pumpendrehzahl n_p und der Regelstangenstellung x_R bestimmten Kennfeld gelesen wird, wenn $x_R(\varphi)$ vorgegeben wird. Die Regelstangenstellung x_R der Dieseleinspritzpumpe P entspricht beim unregulierten Dieselmotor unmittelbar der Fahrhebelstellung, bei zusätzlicher Berücksichtigung eines Drehzahlreglers R (siehe Bild 3) stellt x_R eine Regelgröße dar, welche von momentanen Betriebswerten des Motors und des Verbrauchers als Störgrößen beeinflußt und vom Drehzahlregler entsprechend geführt wird. Im letztgenannten Fall muß folglich auch der Regler in geeigneter Weise modelliert werden.

3. Rechnergebnisse

Bild 7 und Bild 8 zeigen beispielhaft die mit dem unter 2. beschriebenen Rechenprogrammssystem ermittelten Rechenergebnisse zum Beschleunigungsvorgang eines mit einem Verdrängerlader mechanisch aufgeladenen Pkw-Dieselmotors. Die Rechnung hatte dabei die Beschleunigung im 3. Gang zu simulieren. In Bild 7 ist der berechnete zeitliche Ladedruckaufbau im Laderkennfeld dargestellt. Bild 8 zeigt die dazu korrespondierenden Motorbetriebs-

werte über der Zeitachse des Beschleunigungsvorgangs. Der Regelstangenweg x_R wird zwar innerhalb von 1 s auf den Vollastanschlag gebracht, jedoch dauert es unter den hier gewählten Bedingungen (Fahrzeugmasse, Fahrwiderstand) 20 s, bis der Motor seine unter diesen Bedingungen maximal mögliche Drehzahl erreicht. Hingewiesen sei auch noch auf den mit der schnellen Füllungs freigabe (x_R) spiegelbildlichen Abfall des Verbrennungsluftverhältnisses λ_v , der sich erwartungsgemäß in einem gleichzeitigen schnellen Anstieg der Abgastemperatur T_3 niederschlägt. Nach 1 s steigt die Abgastemperatur dann nur noch langsam an, und zwar in dem Maße, in dem die Motorleistung während des weiteren Beschleunigungsvorgangs zunimmt. Zur wirklichkeitsnahen rechnerischen Nachbildung solch eines Beschleunigungsvorganges, der in Echtzeit innerhalb von Sekunden abgeschlossen ist, ist die Durchrechnung oft mehrerer hundert aufeinanderfolgender Arbeitsspiele erforderlich, was gegenüber der Berechnung stationärer Betriebspunkte erheblich höhere Rechenzeiten bedeutet.

4. Ausblick

Das in seinen Grundzügen beschriebene Programmsystem wird durch Hinzufügen weiterer Module, beispielsweise zur strömungstechnischen Modellierung eines Partikelfilters, hinsichtlich seines Anwendungsbereichs derzeit noch erweitert. Es soll insbesondere dabei helfen, in einer von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Zusammenarbeit zwischen dem Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund und dem Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin die Kriterien für ein optimales Zusammenwirken eines Schraubenladers mit einem Fahrzeugmotor zu erarbeiten. Vornehmlich soll dieses Programm bei der Entwicklung einer laderinternen Ladedruckregelung für jede Entwicklungsstufe das Lader-Motor-Gesamtsystem simulieren, womit der Versuchsaufwand eingeschränkt und die verbleibenden Versuche noch zielstrebig durchgeführt werden können.

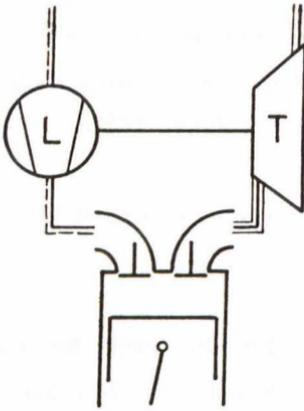
Literatur

- [1] Pucher, H.: Entwicklungstendenzen bei Großdieselmotoren und ihre Auswirkungen auf deren Konstruktion. Konstruktion 41 (1989), S. 221 - 228, Springer Verlag 1989

- [2] Pucher, H. Aufladung von Verbrennungsmotoren. Expert Verlag, u. a.: Sindelfingen, 1985

- [3] Pucher, H.: Internal Combustion Engine Cycle Simulation Methods Aid Engine Development. Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, Vol. 11 (1986), pages 123 - 142.

ATL-AUFLADUNG



MECHAN. AUFLADUNG

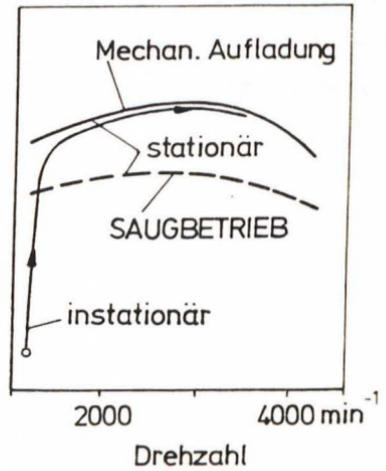
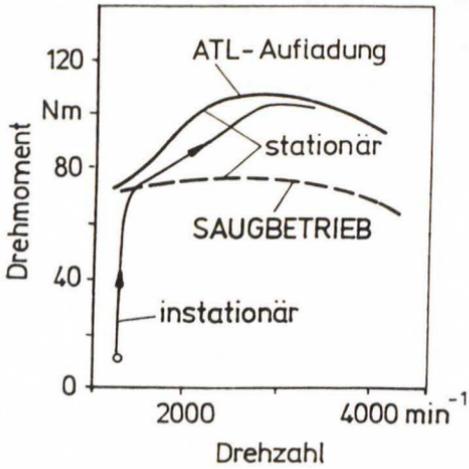
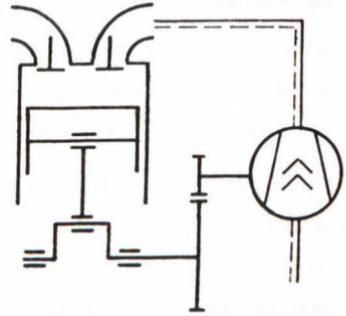


Bild 1: Vollast-Md des aufgeladenen Fahrzeug-Dieselmotors

VERDRÄNGERLADER

$$n_{L1} = i_1 \cdot n_M$$

$$n_{L2} = i_2 \cdot n_M \quad (i_2 < i_1)$$

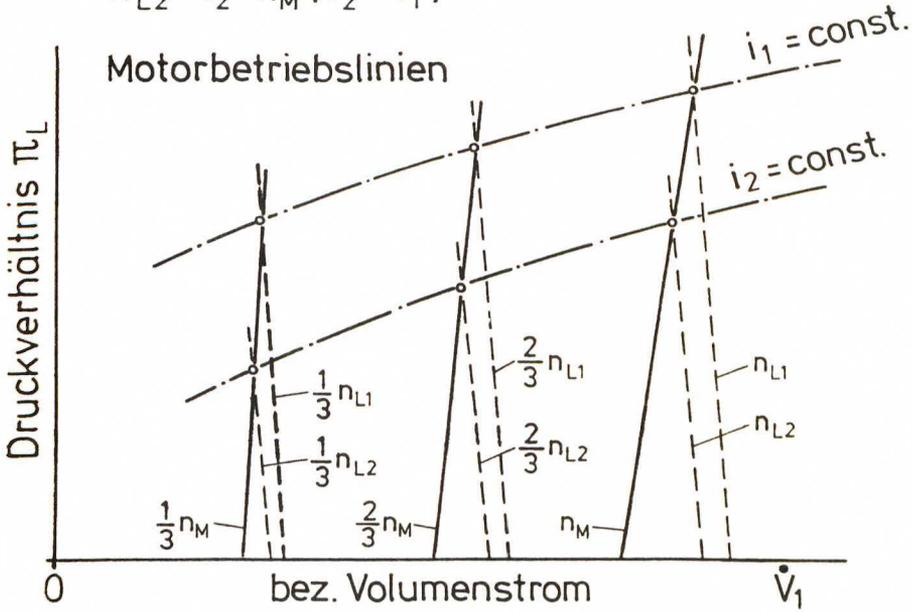


Bild 2: Zusammenwirken eines Viertaktmotors mit einem Verdrängerlader bei mechanischer Aufladung

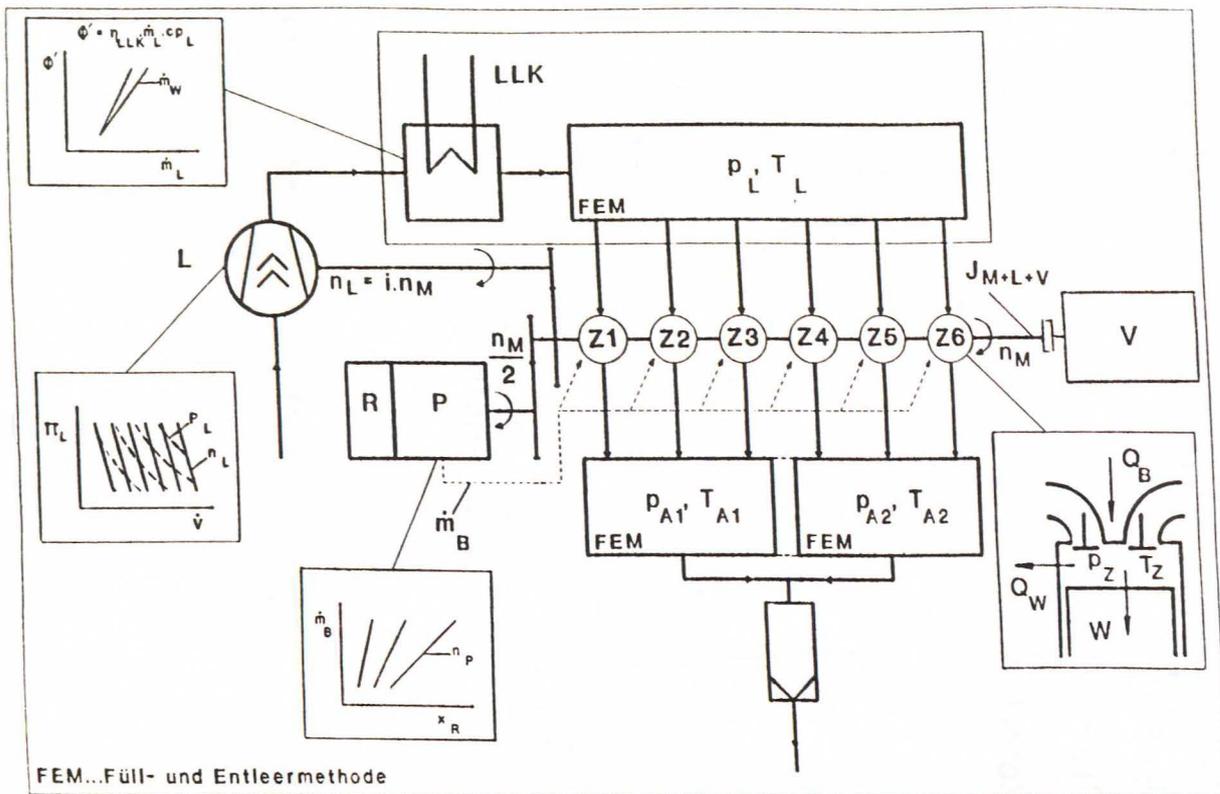


Bild 3: Simulationsmodell eines mechanisch aufgeladenen Dieselmotors

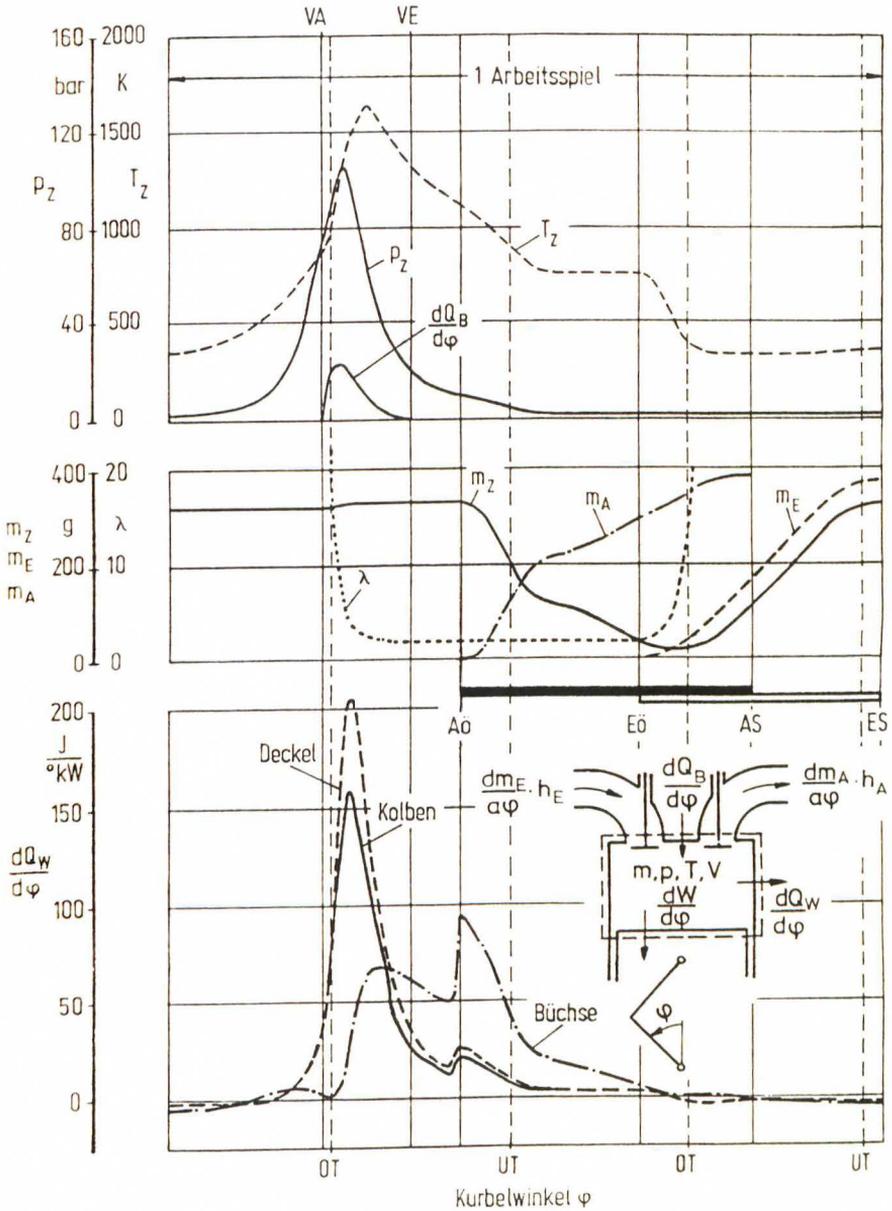


Bild 4: Ergebnisse der realen Arbeitsprozeßrechnung beim Dieselmotor

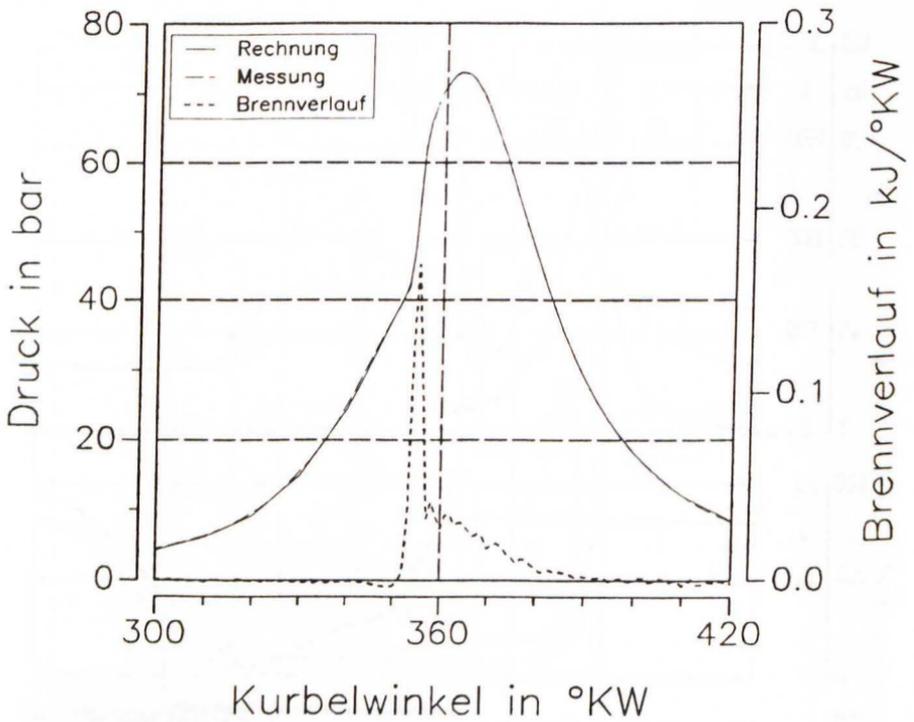


Bild 5: Zylinderdruckverlauf und Brennverlauf zu einem direkteinspritzenden Dieselmotor

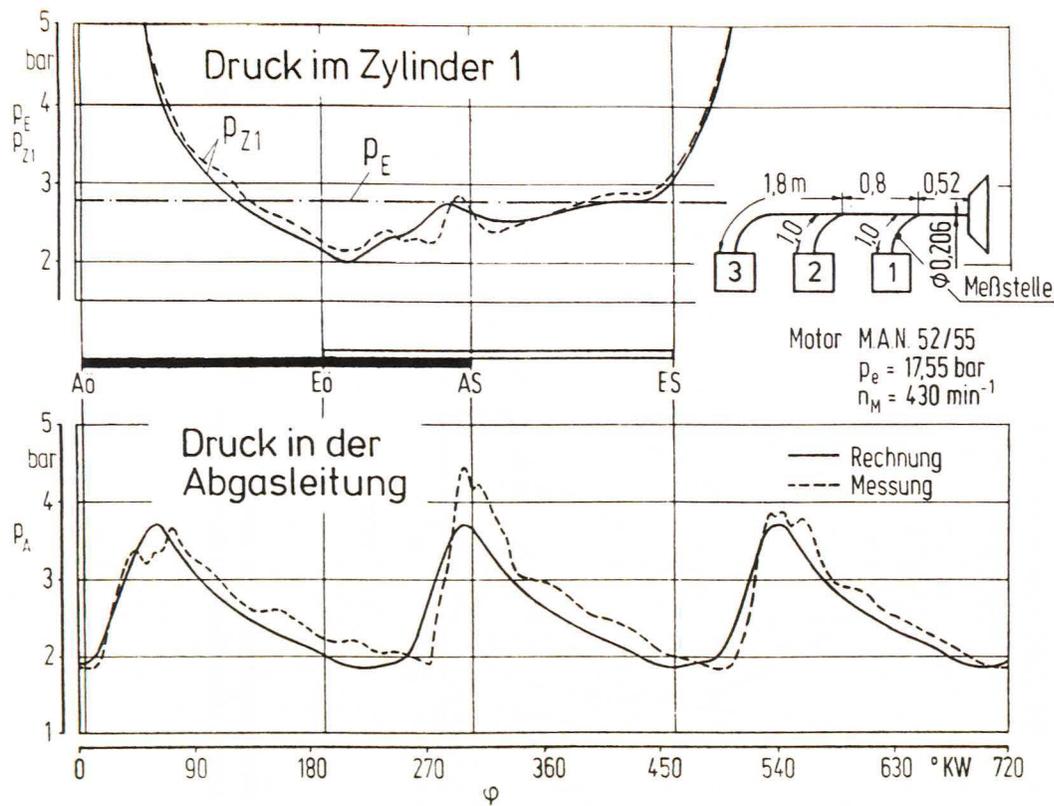


Bild 6: Rechnungs-Messungsvergleich zur Füll- und Entleermethode

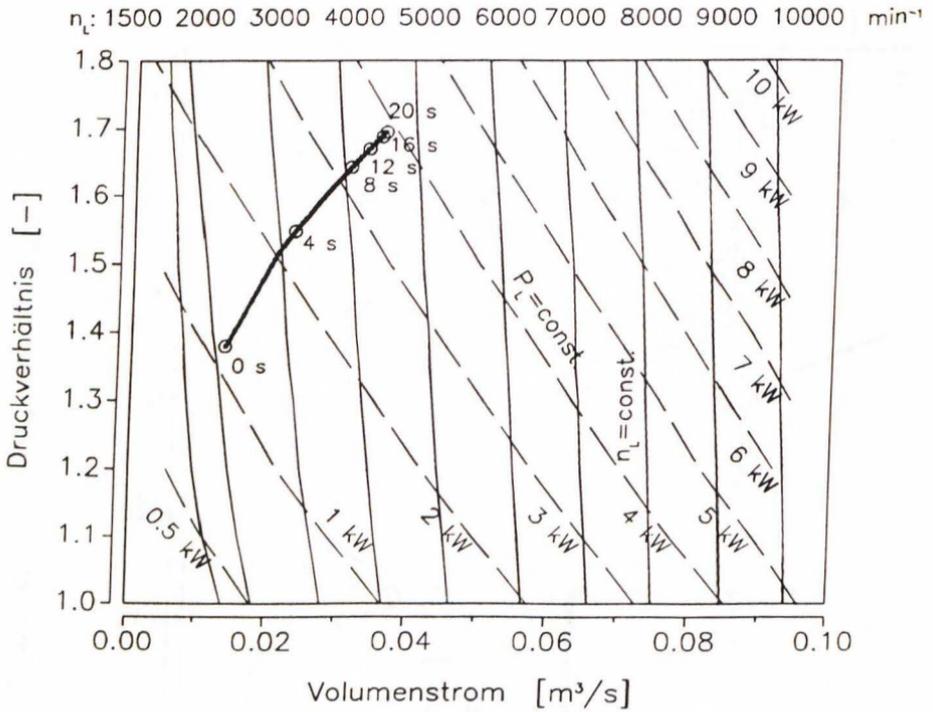


Bild 7: Pkw-Dieselmotor mit mechan. Aufladung.
Ladedruckaufbau bei Beschleunigung des Fahrzeugs im 3. Gang

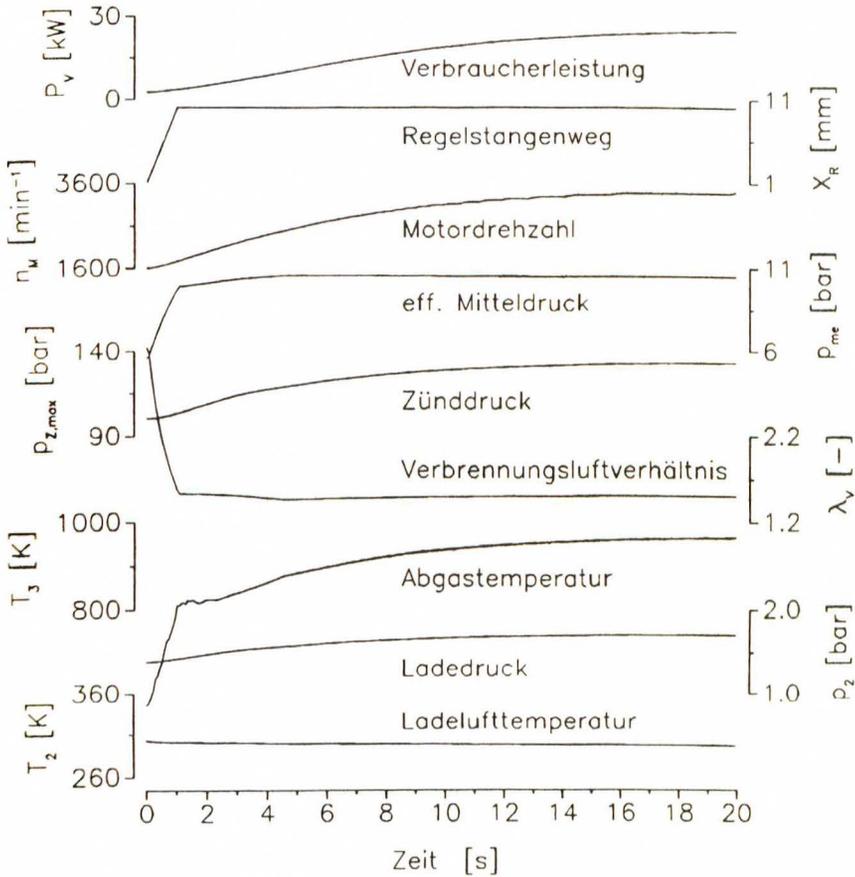


Bild 8: Pkw-Dieselmotor mit mechan. Aufladung.
Motorbetriebswerte bei Beschleunigung des Fahrzeugs im 3. Gang