

## Schraubenlader-Motor-System

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder** VDI, und Dipl.-Ing. **N. Weckes** VDI,  
Dortmund

### Abstract

This subscription represents a simulation system which makes it possible to elaborate the theoretical basis for the laying of adiabatic screw-type superchargers. First results of the computations point to the fact that the screw-type supercharger might become an opponent of the established mechanical driven superchargers, because of his high grade of energy transformation.

### Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird ein Simulationssystem vorgestellt, mit dessen Hilfe die theoretischen Grundlagen für die Auslegung von adiabaten Schraubenladern erarbeitet werden können.

Erste Ergebnisse deuten darauf hin, daß sich der Schraubenlader aufgrund seiner hohen Energiewandlungsgüte zu einem Konkurrenten aller bisher bekannten mechanisch angetriebenen Lader entwickeln kann.

### Verzeichnis der verwendeten Symbole

<u>Symbol</u>	<u>Bedeutung</u>	
D	Durchmesser	diameter
i	Übersetzungsverhältnis	transmission ratio
k	Konstante	constant
L	Länge	length
$M_d$	Drehmoment	torque
P	Leistung	power
$p_2$	Ladedruck	boost pressure
s	Spalthöhe	gap height
$T_2$	Ladelufttemperatur	boost temperature

u	Umfangsgeschwindigkeit	peripheral speed
$v_i$	Volumenverhältnis	volume ratio
z	Zähnezahl	number of serrations
$\varphi$	Umschlingungswinkel	wrap angle
$\lambda_A$	Luftaufwand	air consumption rate

#### Indizes

HR	Hauptrotor	male rotor	NR	Nebenrotor	female rotor
L	Lader	supercharger	s	saug—	suction—
M	Motor	engine			

## 1. Einleitung

Die Tendenz zur mechanischen Aufladung von PKW-Motoren ist in der Automobilindustrie seit einiger Zeit deutlich zu erkennen. Das liegt sowohl an dem guten Ansprechverhalten der mechanischen Lader, als auch an den niedrigeren Systemkosten, verglichen mit dem Abgasturbolader. Ein anderer Grund ist der nicht unerhebliche Leistungsverlust des Turboladers bei erhöhten Drosselwiderständen im Abgassystem, der sich vor allem im Dieselmotorbereich beim Einbau von Rußfiltern bemerkbar macht.

Obwohl in der Literatur von der Erprobung und Entwicklung verschiedener mechanischer Lader viel die Rede ist, lassen sich Berichte über den praktischen Einsatz einer Schraubenmaschine zur Aufladung von Verbrennungsmotoren kaum, theoretische Untersuchungen zu diesem Thema gar nicht finden. Das ist umso erstaunlicher, wenn man bedenkt, daß diese Maschinenart als Kompressor weltweiten Erfolg hat und mittlerweile auch als Schraubenmotor bei der Abwärmenutzung ein günstiges Betriebsverhalten zeigt /1/, /2/. Aufgrund dieser Tatsache stellte sich die Frage, ob die Schraubenmaschine nicht auch als Ladegerät für die Aufladung von Verbrennungsmotoren Verwendung finden kann. Daraufhin wurde ein von der Deutschen Forschungsgemeinschaft unterstütztes Forschungsvorhaben begonnen, das sich u.a. mit der theoretischen Untersuchung beschäftigt, ob das Prinzip der Schraubenmaschine auch die spezifischen Anforderungen eines Verdrängerladers erfüllt.

In der Vergangenheit wurden lediglich Schraubenkompressoren als Ladegeräte eingesetzt. Die Schraubenkompressoren sind allerdings nicht an die spezifischen Besonderheiten der Verbrennungsmotoraufladung angepaßt und sollten deshalb nicht als Schraubenlader bezeichnet werden.

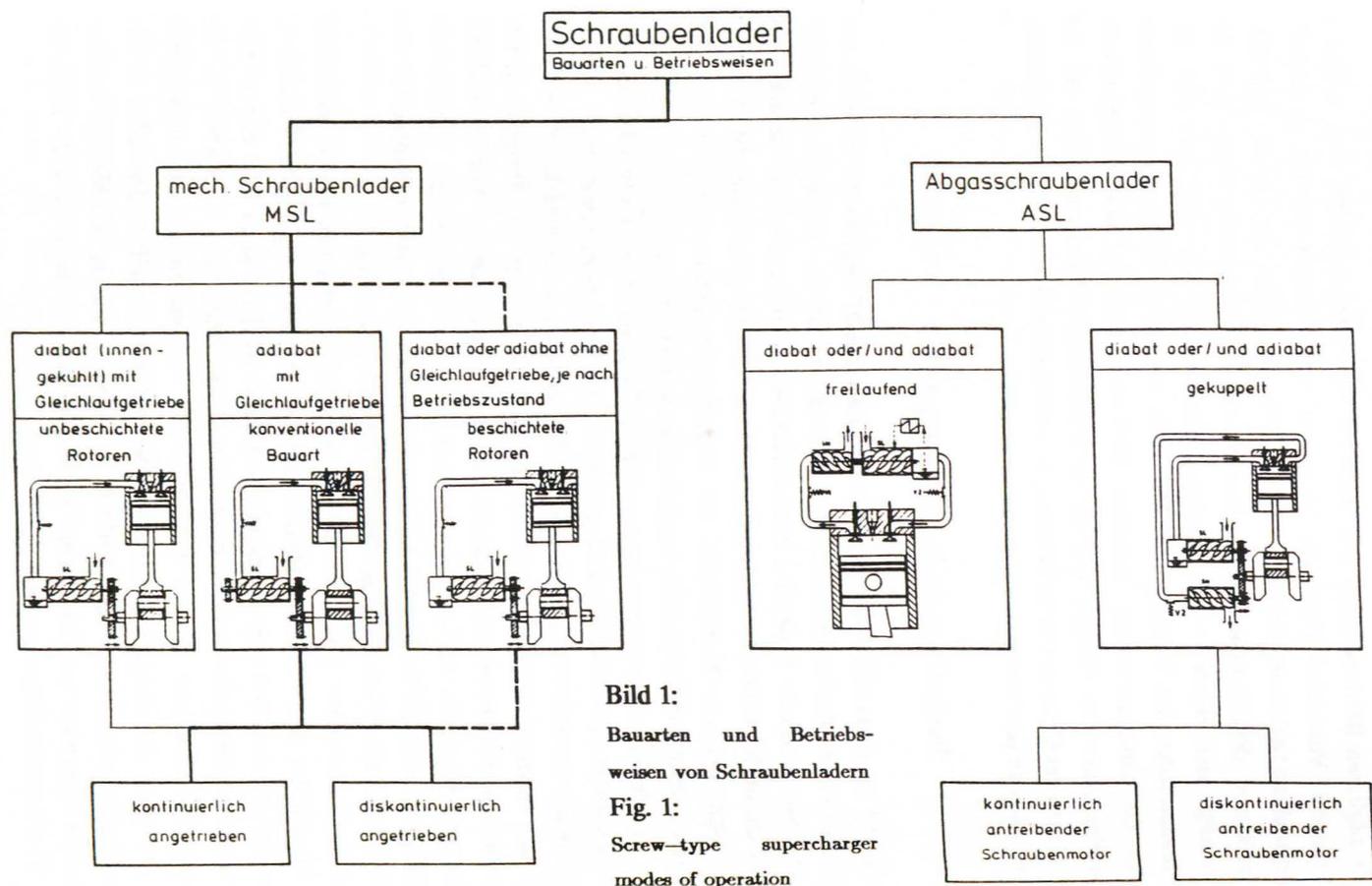
Die möglichen Betriebsweisen und Bauarten von Schraubenladern sind in Bild 1 dargestellt. Von der Vielzahl der Varianten wird zunächst nur der mechanisch angetriebene adiabate Schraubenlader näher betrachtet; er ist im folgenden Gegenstand der Untersuchungen. Hierbei steht vor allem die Frage nach der Wirkung von Rotor- und Gehäusegeometriedaten auf das Kennfeld des Schraubenladers im Vordergrund. Mit Hilfe von Simulationsprogrammsystemen wird die Zusammenarbeit zwischen Verbrennungsmotor und Schraubenlader berechnet, um den Einfluß, den die unterschiedlichen Geometriegrößen auf das Verhalten des Gesamtsystems ausüben, zu untersuchen und so eine gute Anpassung des Laders an den Verbrennungsmotor zu erreichen.

## 2. Beschreibung des Programmsystems

Das Ziel des Gesamtprogrammsystems 'Schraubenlader' liegt in der rechnerischen Simulation der Zusammenarbeit eines Schraubenladers mit einem Verbrennungsmotor für instationär gesteuerte Betriebszustände unter gleichzeitiger Berücksichtigung der in der Motoransaugleitung auftretenden Druck- und Temperaturpulsationen. Aufgrund der Komplexität des Simulationsprogrammes ist zunächst eine Untergliederung in Teilsysteme vorgenommen worden, Bild 2.

Ein Teil des Gesamtprogrammsystems ist das **Programmpaket (A)** zur Berechnung der Zusammenarbeit für stationäre **ungesteuerte Betriebszustände**, ohne Berücksichtigung der auftretenden Pulsationen der Verdrängermaschine Schraubenlader. Zu den Unterprogrammen dieses Programmpaketes gehören z.B. Programme, mit deren Hilfe die Berechnung der Schraubenladerkennfelder erfolgt. Von der Verbrennungsmotorseite ist bei diesem Programmpaket die Kenntnis der Verläufe des Luftaufwandes, des Drehmomentes und des spezifischen Kraftstoffverbrauches von der Motordrehzahl als Funktion des Ladedrucks von Bedeutung.

Im **Programmpaket (B)** wird die Zusammenarbeit zwischen Lader und Motor wiederum für stationäre Betriebszustände ohne Berücksichtigung der Pulsationen in der Ladedruckleitung berechnet. Allerdings ist jetzt auch eine rechnerische Erfassung **verschiedener Steuerungskonzepte** zur Anpassung des Laders an das Teillastverhalten des Motors vorgesehen. Die verschiedenen Steuerungskonzepte beeinflussen das Betriebsverhalten des Schraubenladers und finden daher in den Simulationsprogrammen zur Kennfeldberechnung des Laders und hier insbesondere in dem Programm zur Berechnung der Thermodynamik des Laders, als Eingangsgrößen Berücksichtigung.



**Bild 1:**  
 Bauarten und Betriebs-  
 weisen von Schraubenladern  
**Fig. 1:**  
 Screw-type supercharger  
 modes of operation

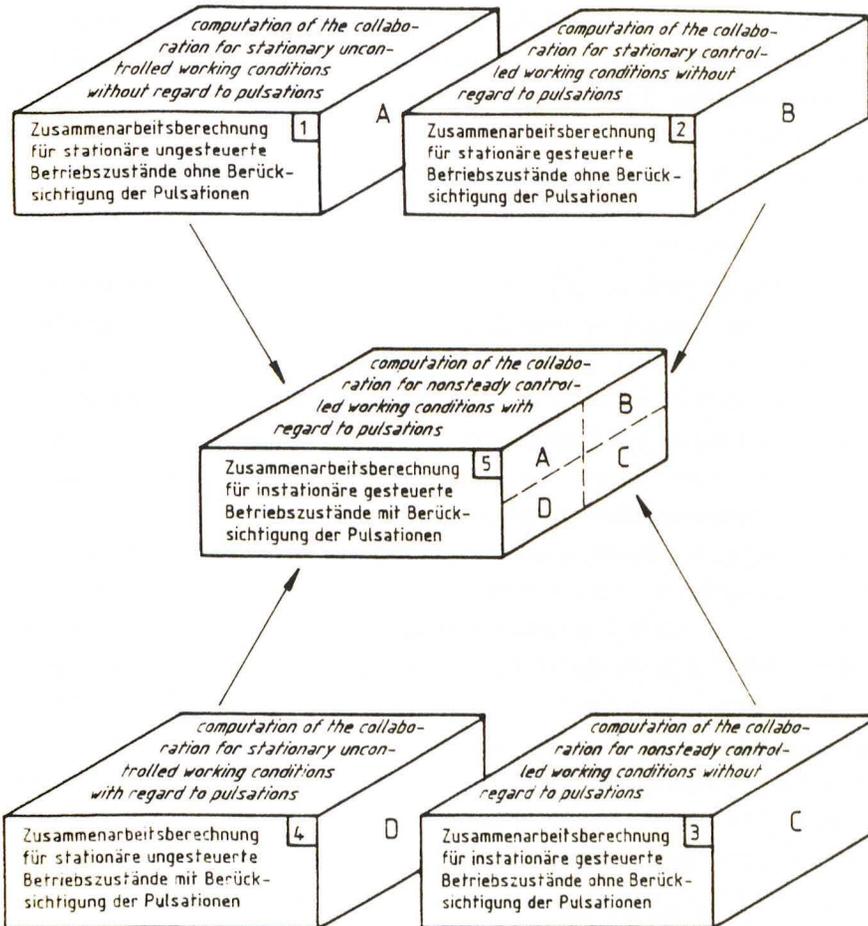


Bild 2: Hauptprogrammpakete des Simulationsprogrammes 'Schraubenlader'

Fig. 2: Main parts of the computing system 'Screw type supercharger'

Mit Hilfe des noch in Arbeit befindlichen **Programmpaketes** (C) soll die Berechnung der bei der Zusammenarbeit zwischen einem gesteuerten Schraubenlader und einem Verbrennungsmotor auftretenden Arbeitspunkte auch für **instationäre Betriebszustände** erfolgen. Dazu ist neben der Kenntnis des Massenträgheitsmomentes des Schraubenladers auch eine rechnerische Erfassung der Änderung der Motordrehzahl und des Motorentnahmevolumentums als Zeitfunktion erforderlich.

In dem **Programmpaket** (D) erfolgt eine Berechnung der **Druck- und Temperaturschwankungen in der Ladeluftleitung** für stationäre ungesteuerte Betriebszustände. Dabei ist die Kenntnis des Motorentnahmevolumentums als Funktion des Ladedrucks, der Ladelufttemperatur, des Kurbelwellendrehwinkels und der Motordrehzahl Voraussetzung. Zur Erfassung der Auswirkungen der Druck- und Temperaturschwankungen auf das Betriebsverhalten des Schraubenladers, wurde das Thermodynamikprogramm entsprechend modifiziert.

Die Verknüpfung der Programmpakete (A) bis (D) führt schließlich zu einem Gesamtprogrammpaket, mit dessen Hilfe die Zusammenarbeitsberechnung zwischen Motor und Schraubenlader für instationäre gesteuerte Betriebszustände mit Berücksichtigung der in der Ladeluftleitung auftretenden Pulsation ermöglicht wird. Durch schrittweises Ändern verschiedener Laderparameter läßt sich mit den Programmpaketen der Einfluß jeder Änderung auf das Verhalten des Gesamtsystems Motor-Lader untersuchen und somit sukzessive der zu dem gegebenen Motor am besten passende Lader ermitteln.

Die im folgenden beschriebenen Untersuchungen beziehen sich hauptsächlich auf die Programmpakete (A) und (D).

### 3. Anforderungsprofil des Schraubenladers

Bevor die Eignung der Schraubenmaschine als mechanisches Aufladegerät für Verbrennungsmotoren untersucht werden kann, müssen sowohl die gewünschten Eigenschaften des aufgeladenen Motors als auch die daraus folgenden Anforderungen an den Lader bekannt sein.

Aus Prognosen der Automobilindustrie zur zukünftigen Entwicklung von Kraftfahrzeugantrieben läßt sich u.a. die Forderung nach Motoren mit hohen, schnell verfügbaren Drehmomenten bei gleichzeitiger Erfüllung niedrigerer Schadstoffgrenzwerte ablesen. Auch bei Fahrzeugen, bei denen aus räumlichen Gründen eine Hubraumvergrößerung nicht möglich ist, kann das Einsatzgebiet der aufgeladenen Motoren gesehen werden.

Das Ziel bei der Entwicklung eines Aufladegerätes sollte darin liegen, beim aufgeladenen Motor ein Funktionsverhalten zu realisieren, das dem eines leistungsgleichen Saugmotors angenähert ist oder sogar Verbesserungen ergibt. Die Hauptkriterien, nach denen ein aufgeladener Motor beurteilt wird, sind ein schneller Drehmomentanstieg bei Laständerungen, ein harmonischer, d.h., kontinuierlicher Ladedruckverlauf bei Vollast sowie niedrige spezifische Kraftstoffverbräuche bei Teillast. Außerdem ist eine geringe Geräuschemission und ein niedriger Gesamtpreis der Motor-Lader-Kombination von großer Bedeutung. Unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte läßt sich für den Lader das folgende Anforderungsprofil (hier ohne besondere Priorität) ableiten:

1. hoher Liefergrad, insbesondere bei niedrigen Drehzahlen,
2. kleines Massenträgheitsmoment,
3. hoher Gesamtwirkungsgrad, insbesondere im Teillastbereich,
4. einfache Regelungsmöglichkeit zur Anpassung des Ladedrucks an das Lastprofil,
5. niedrige bzw. angepaßte Geräuschemission,
6. kleines Bauvolumen,
7. geringe Herstellungskosten,
8. Möglichkeit einer weitgehend automatisierten Fertigung.

#### 4. Untersuchung der Ladergeometrieparameter

Zur Annäherung an das zuvor beschriebene Laderanforderungsprofil sind verschiedene Ladergeometriegrößen hinsichtlich ihres Einflusses auf das Laderverhalten untersucht und anschließend so ausgewählt worden, daß sich eine gute Übereinstimmung zwischen den vorhandenen und den geforderten Ladereigenschaften (1–3) ergibt. Auswahlkriterien bei dieser Voruntersuchung waren z.B. die Größe der in dem Lader auftretenden Spaltarten und Spaltflächen, das verdrängte Volumen pro Umdrehung und das Flächenträgheitsmoment der Rotoren – um nur einige zu nennen.

Da eine nähere Betrachtung des Einflusses der Rotorprofilgeometrie zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht vorgesehen ist, werden zunächst die Profildaten des asymmetrischen SRM-Profiles übernommen und während der gesamten Untersuchung konstant gehalten.

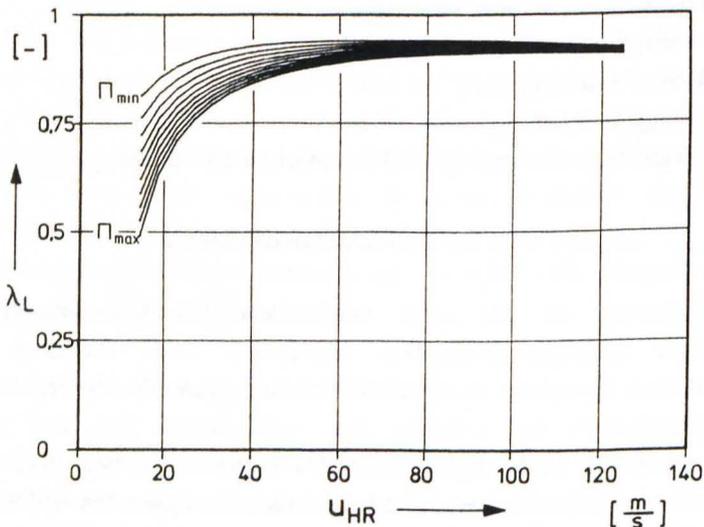
Somit erhält man die ungefähre Ladergeometrie, die eine erste Näherung des auszuliegenden Schraubenladers darstellt:

Zähnezahl Hauptrotor	$z_{HR} = 3$
Zähnezahl Nebenrotor	$z_{NR} = 4$
Längen-Durchmesser-Verhältnis	$L/D = 1,7$
Umschlingungswinkel	$\varphi_{HR} = 220^\circ$

Die für die Berechnung der Zusammenarbeit zwischen Motor und Lader benötigten Laderkennfelder wurden alle mit diesen Geometriegrundgrößen erstellt. Für eine weitergehende Optimierungsrechnung stellen diese Größen Variable dar.

### 5. Kennfelder der Zusammenarbeit

Bevor die Zusammenarbeitsverläufe des Motor-Lader-Systems betrachtet werden können, müssen die Kennlinien eines Schraubenladers als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit bekannt sein.



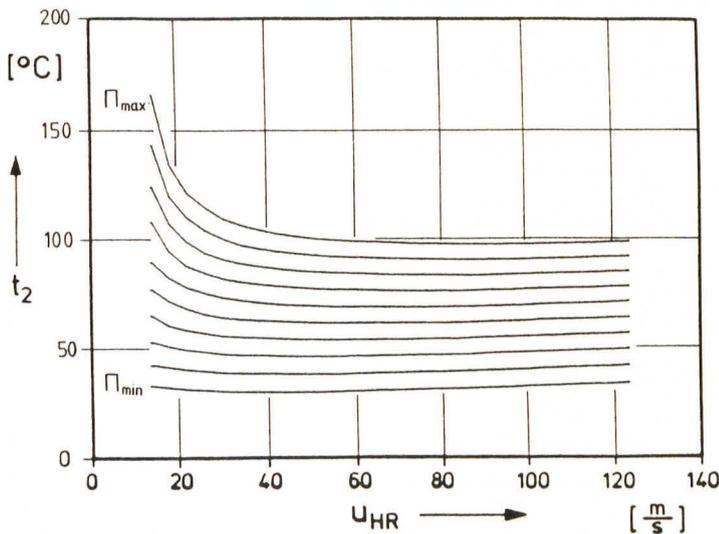
**Bild 3:** Liefergrad eines Schraubenladers als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit

Parameter:  $\Pi_{\min} = 1,1$ ,  $\Pi_{\max} = 2,0$ ,  $v_i = 1,3$ ,  $s = 0,06$  mm

**Fig. 3:** Screw-type supercharges delivery rates versus male rotor peripheral speed

parameter:  $\Pi_{\min} = 1.1$ ,  $\Pi_{\max} = 2.0$ ,  $v_i = 1.3$ ,  $s = 0.06$  mm

Betrachtet man den Liefergradverlauf des Schraubenladers, so erkennt man eine deutliche Liefergradabnahme bei niedrigen Rotorumfangsgeschwindigkeiten, Bild 3. Der Grund für das Verhalten liegt, wie beim Schraubenkompressor, in den langen Zeitintervallen, die den Spaltmassenströmen bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten für das Überströmen in nachlaufende Arbeitsräume (Kammern) zur Verfügung stehen. Bei höheren Verdichtungsendrücken kommt es, wie man leicht einsehen kann, zu einer stärkeren Liefergradabnahme. Das Zurückströmen der Spaltmassen in die jeweils nachlaufenden Kammern führt dort zu einer Anhebung des Energieniveaus, dies wiederum hat eine Temperaturerhöhung des zu verdichtenden Fluids zur Folge. Der Grad der Temperaturzunahme ist also direkt von der Größe der Spaltmassenströme, auf dem jeweiligen Druckniveau, abhängig. So versteht man den in Bild 4 zu erkennenden Anstieg der Verdichtungsendtemperatur bei abnehmenden Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten.



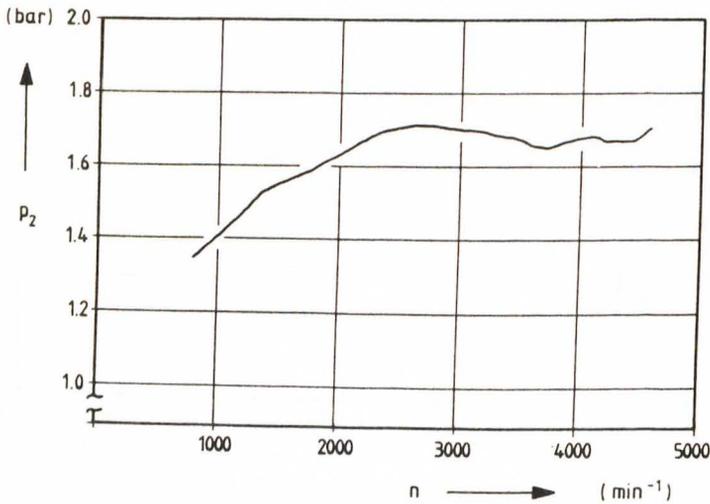
**Bild 4:** Laderaustrittstemperaturen als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit

Parameter:  $\Pi_{min} = 1,1$ ,  $\Pi_{max} = 2,0$ ,  $v_i = 1,3$ ,  $s = 0,06$  mm

**Fig. 4:** Boost temperature versus main rotor peripheral speed

parameter:  $\Pi_{min} = 1.1$ ,  $\Pi_{max} = 2.0$ ,  $v_i = 1.3$ ,  $s = 0.06$  mm

Die vorgestellten Kennlinienverläufe wurden für einen Lader mit den im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Geometriedaten bei einer durchschnittlichen Spalthöhe von 0,06 mm für alle Spaltarten und einem Volumenverhältnis von  $v_1 = 1,3$  errechnet. Mit diesen Laderdaten konnte die Zusammenarbeit zwischen dem Lader und einem 3,0 l-Dieselmotor bestimmt werden. Luftaufwand- und Drehmomentverläufe als Funktion der Drehzahl für verschiedene Ladedrücke des Motors waren bekannt. Als maximale Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit wurde  $u_{HR,max} = 120$  m/s gewählt, der maximale Ladedruck sollte 1,7 bar nicht überschreiten. Unter diesen Voraussetzungen ergab sich ein Hauptrotordurchmesser des Laders von  $D_{HR} = 89$  mm und ein Übersetzungsverhältnis von  $i = 0,2$ . Für eine gegebene Motor-Lader-Kombination ist der sich ergebende Ladedruckverlauf, Bild 5, unter der Voraussetzung konstanter Umgebungsbedingungen nur noch vom Luftaufwand des Motors, dem Liefergrad des Laders und der Verdichtungsendtemperatur des Laders abhängig.



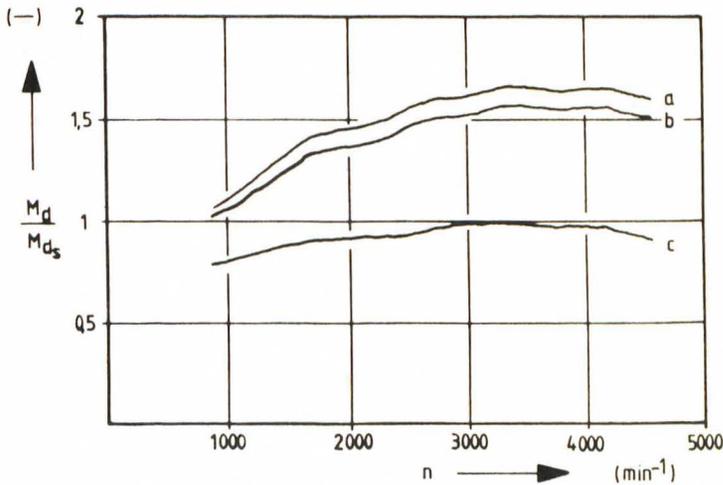
**Bild 5:** Ladedruckverlauf einer Motor-Schraubenlader-Kombination als Funktion der Motordrehzahl

**Fig. 5:** Engine-screw-type supercharger boost pressure curve versus engine speed

Damit lassen sich die übrigen Einflußparameter zu der konstanten  $K$  zusammenfassen und man erhält die Bestimmungsgleichung für den Ladedruck  $p_2$ :

$$p_2 = \frac{\lambda_{LL} T_2}{\lambda_{AM}} K$$

mit  $p_2$  = Ladedruck  
 $T_2$  = Verdichtungsendtemperatur  
 $\lambda_{LL}$  = Liefergrad des Laders  
 $\lambda_{AM}$  = Luftaufwand des Motors  
 $K$  = Konstante.



**Bild 6:** Drehmoment des  
 a: aufgeladenen Motors  
 b: aufgeladenen Motors unter Berücksichtigung des Laderantriebsmomentes  
 c: Saugmotors  
 als Funktion der Motordrehzahl

**Fig. 6:** Torque shapes of the  
 a: supercharged engine  
 b: supercharged engine with consideration of the superchargers torque  
 c: uncharged engine  
 versus engine speed

Während die Luftaufwand-, Liefergrad- und Ladelufttemperaturkennlinien in erster Linie den Kurvenverlauf des Ladedrucks bestimmen, kann das Druckniveau durch ein Ändern einzelner Ladergrößen, die in der Konstanten  $K$  zusammengefaßt sind, beeinflußt werden. Hier ist insbesondere der Hauptrotordurchmesser des Laders zu nennen, der bei konstanter Rotordrehzahl mit der dritten Potenz in die Berechnung des Ladedrucks eingeht. In **Bild 6** sind die Motor-Drehmomentverläufe dargestellt, die sich für die gegebene Motor-Lader-Kombination bei dem in **Bild 5** gezeigten Ladedruckverlauf ergeben. Hier läßt sich der Unterschied zwischen dem Drehmoment des Saugmotors (Kurve c) und dem Drehmoment des mit dem Schraubenlader aufgeladenen Motors (Kurve b) gut erkennen. Zur Verdeutlichung des Ladereinflusses ist außerdem der Drehmomentverlauf des aufgeladenen Motors ohne Berücksichtigung des Laderantriebsmomentes dargestellt (Kurve a). Die Differenz der Kurve a zur Kurve b ergibt das jeweilige Laderantriebsmoment.

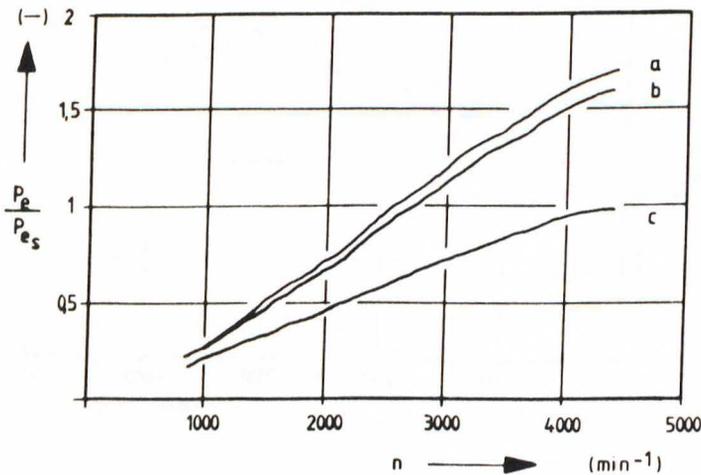


Bild 7:

Leistung des

a: aufgeladenen Motors

b: aufgeladenen Motors unter Berücksichtigung der Laderleistung

c: Saugmotor

als Funktion der Motordrehzahl

Fig. 7:

Engine performance of the

a: supercharged engine

b: supercharged engine with consideration of the superchargers performance

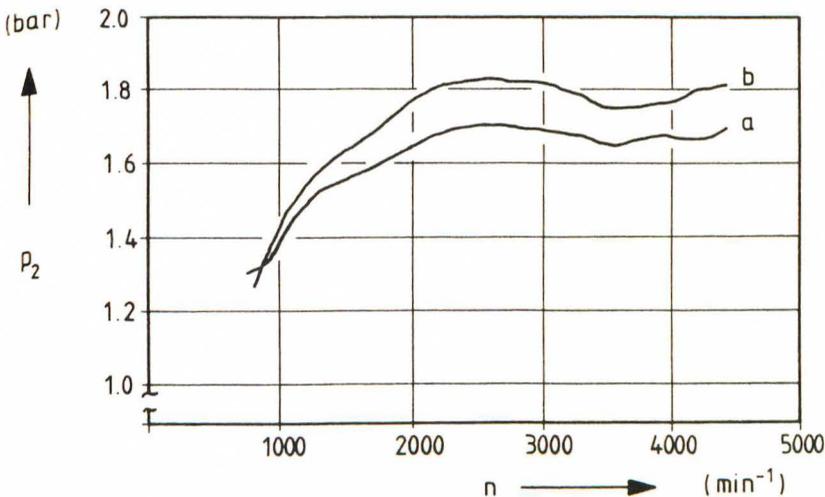
c: uncharged engine

versus engine speed

Aus Bild 7 entnimmt man weiter, daß die effektive Leistung des Motors durch die Aufladung mit dem hier gewählten Lader um bis zu 70% zunimmt und daß die Antriebsleistung des Laders ca. 6% der Leistung des aufgeladenen Motors ausmacht.

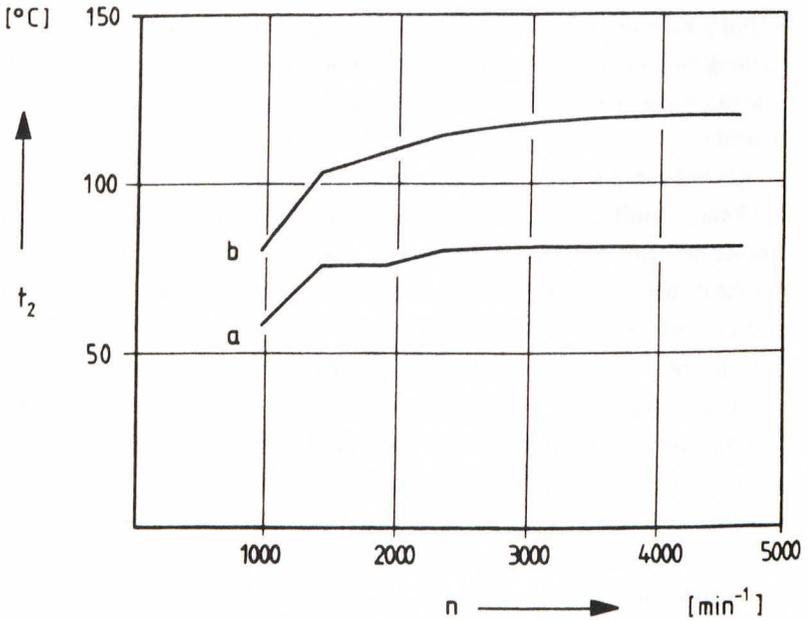
Eine wesentliche Ladergeometriegröße, die die Zusammenarbeit zwischen Lader und Motor beeinflusst, ist das Volumenverhältnis des Schraubenladers. Bei zwei Motor-Lader-Kombinationen, die sich lediglich durch das Volumenverhältnis des Schraubenladers unterscheiden, ergeben sich große Unterschiede im Ladedruckverlauf.

Der Lader mit dem größeren Volumenverhältnis erreicht einen erheblich höheren Ladedruck, Bild 8 (Kurve b). Vergleicht man den Ladedruckanstieg mit der Änderung der Ladelufttemperatur in Bild 9, so ist eine im Vergleich zur Druckerhöhung stärkere Temperaturzunahme die Folge. Aus diesem Grund verringert sich die Dichte und damit auch die Masse der dem Motor pro Arbeitsspiel zugeführten Verbrennungsluft, so daß ein Absinken von Drehmoment und Leistung eintritt.



**Bild 8:** Ladedruck als Funktion der Motordrehzahl bei  $v_1$ -Variation  
 a:  $v_1 = 1,3$ ,  $D_{\text{HR}} = 89 \text{ mm}$ ,  $u_{\text{HR,max}} = 120 \text{ m/s}$   
 b:  $v_1 = 1,7$ ,  $D_{\text{HR}} = 89 \text{ mm}$ ,  $u_{\text{HR,max}} = 120 \text{ m/s}$

**Fig. 8:** Boost pressure curves versus engine speed for different volume ratios



**Bild 9:** Ladelufttemperatur als Funktion der Motordrehzahl bei  $v_i$ -Variation  
 a:  $v_i = 1,3$ ,  $D_{\text{HR}} = 89 \text{ mm}$ ,  $u_{\text{HR,max}} = 120 \text{ m/s}$   
 b:  $v_i = 1,7$ ,  $D_{\text{HR}} = 89 \text{ mm}$ ,  $u_{\text{HR,max}} = 120 \text{ m/s}$

**Fig. 9:** Boost temperature curves versus engine speed for different volume ratios

Dieses negative Verhalten verstärkt sich durch das größere Antriebsmoment des Laders mit dem höheren Verdichtungsverhältnis, Bild 10 und Bild 11. Das für den Kraftfahrzeugantrieb zur Verfügung stehende Drehmoment wird also weiter gesenkt. Der Schraubenlader mit dem höheren Volumenverhältnis  $v_i$  belastet den Motor somit zwar durch höhere Drücke und Temperaturen, erzielt aber trotzdem einen niedrigeren Drehmomentverlauf, Bild 12. Am Beispiel des eingebauten Volumenverhältnisses läßt sich so die Notwendigkeit einer optimierten Anpassung der Geometriegrößen des Laders ablesen, siehe auch /3/.

Die Problematik der Laderauslegung ist allerdings u.a. auch darin begründet, daß der Lader nicht nur an einen einzigen Betriebspunkt, sondern an den gesamten Betriebsbereich des Motors angepaßt werden muß. Eine Auslegung des Schraubenladers für ein bestimmtes Druckverhältnis und eingegebene Laderdrehzahl führt

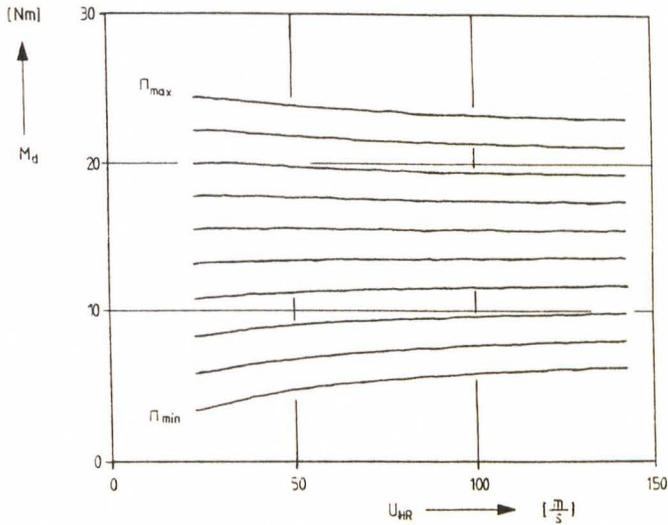
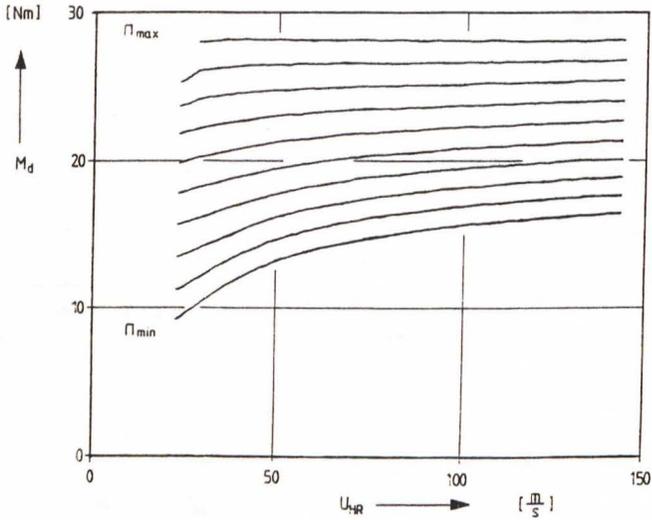


Bild 10: Drehmoment eines Schraubenladers als Funktion der Rotorumfangsgeschwindigkeit

Parameter:  $\Pi_{min} = 1,1$ ,  $\Pi_{max} = 2,0$ ,  $v_i = 1,3$

Fig. 10: Superchargers torque versus male rotor periph speed

parameter:  $\Pi_{min} = 1.1$ ,  $\Pi_{max} = 2.0$ ,  $v_i = 1.3$



**Bild 11:** Drehmoment eines Schraubensaugers als Funktion der Rotorumfangsgeschwindigkeit

Parameter:  $\Pi_{min} = 1,1$ ,  $\Pi_{max} = 2,0$ ,  $v_i = 1,7$

**Fig. 11:** Superchargers torque versus male rotor peripheral speed

parameter:  $\Pi_{min} = 1.1$ ,  $\Pi_{max} = 2.0$ ,  $v_i = 1.7$

außerhalb dieses Betriebspunktes nicht zu optimalen Ladereigenschaften. Zur Erzielung einer hohen Energiewandlungsgüte des Schraubenladers im gesamten Kennfeldbereich des Verbrennungsmotors sind daher weitergehende regelungstechnische Anpassungen des Laders vorzusehen, auf die hier im einzelnen nicht eingegangen wird, siehe dazu /4/.

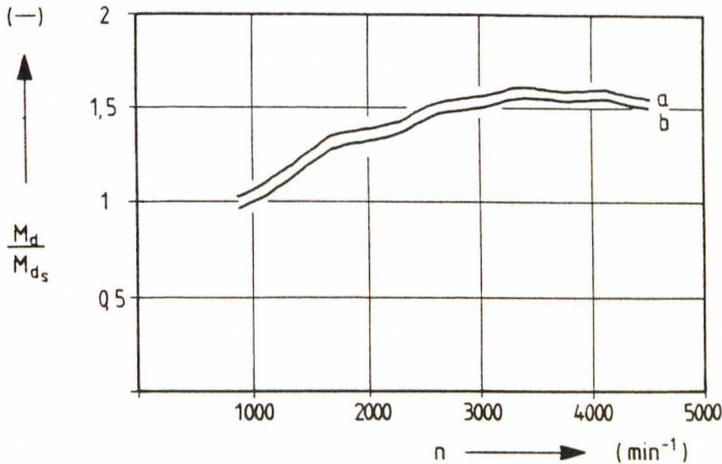


Bild 12: Drehmoment zweier Motor-Lader-Kombinationen

a:  $v_i = 1,3$ ,  $D_{HR} = 89$  mm,  $u_{HR,max} = 120$  m/s

b:  $v_i = 1,7$ ,  $D_{HR} = 89$  mm,  $u_{HR,max} = 120$  m/s

Fig. 12: Torque curves of two engine-supercharger combinations

#### 6. Berücksichtigung der Druck- und Temperaturschwankungen in der Ladeluftleitung

Die zuvor dargestellten Kennlinienverläufe ergeben sich aus der Berechnung des stationären Betriebsverhaltens von Motor-Schraubenlader-Kombinationen.

Strenggenommen kommt ein stationärer Betriebszustand im realen Fahrbetrieb nicht vor, weil selbst bei konstanten Motor- und Laderdrehzahlen Druckschwankungen in der Motoransaugleitung auftreten, die sich sowohl als Folge der diskontinuierlichen Füllung der Motorzylinder, als auch wegen der zyklischen Förderung des Schraubenladers ergeben.

Daher wurde das Programmpaket zur Berechnung der Zusammenarbeit für stationäre ungesteuerte Betriebszustände, siehe Bild 2, dahingehend erweitert, daß die Wirkung der Rotor- und Gehäusegeometrie des Laders auf die Zusammenarbeit der Motor-Lader-Kombination auch unter Berücksichtigung der Druck- und

Temperaturpulsationen in der Motorsaugleitung untersucht werden kann, Bild 13. Wenn die Verläufe des Luftaufwandes, die Drehmomentverläufe und die Verläufe des spezifischen Kraftstoffverbrauches des aufzuladenden Motors (4) bekannt sind, läßt sich, nach Berechnung der Schraubenlader-Kennfelder mit den Programmen Geometrie (1), Thermodynamik (2) und Mechanik (3), mit Hilfe des Programmpaketes (5) die Zusammenarbeit zwischen Motor und Lader für stationäre Betriebspunkte ohne Berücksichtigung der Pulsationen in der Motoransaugleitung rechnerisch ermitteln.

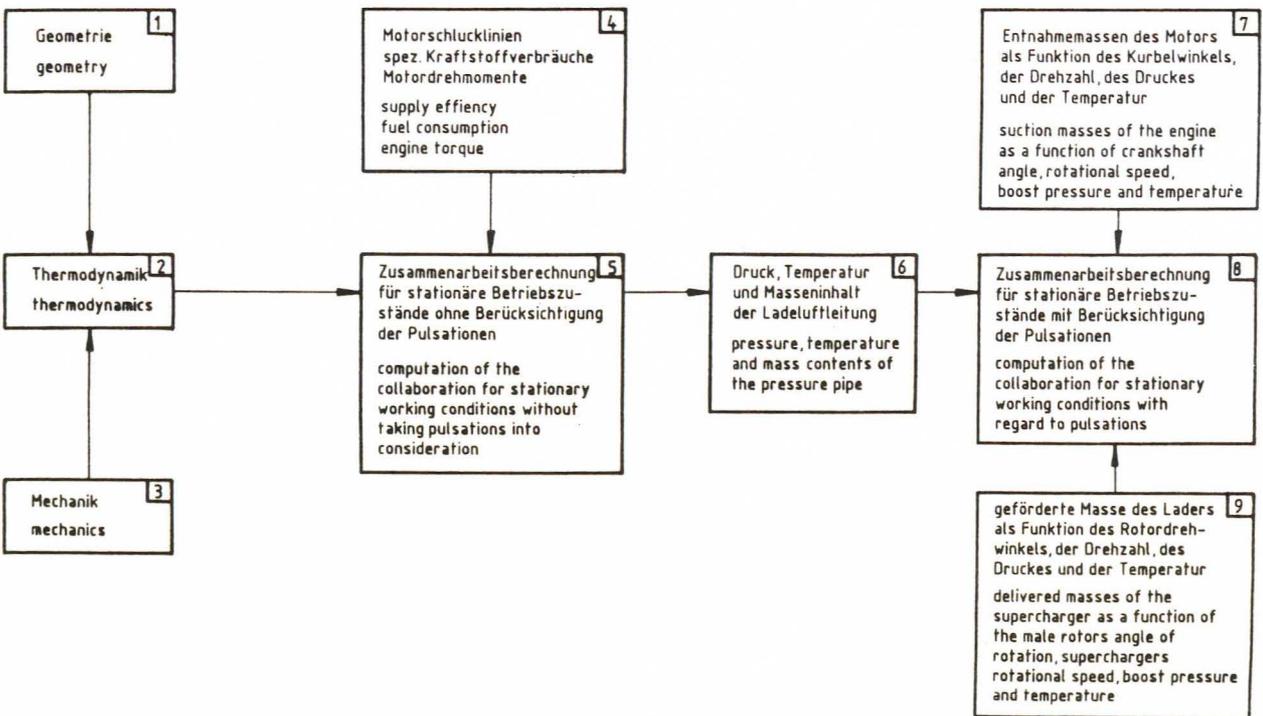
Im Rahmen dieser Berechnungen werden auch die Zustandsgrößen in der Ladeluftleitung, zu denen der Ladedruck, die Ladelufttemperatur und der Masseninhalt in der Ladeluftleitung gehören, für beliebige Betriebspunkte bestimmt. Die so erhaltenen Zustandsgrößen (6) dienen als Startwerte bei der Zusammenarbeitsberechnung für stationäre Betriebszustände mit Berücksichtigung der Pulsationen in der Motoransaugleitung.

Neben den Zustandsgrößen in der Ladeluftleitung muß die vom Motor aus der Ansaugleitung entnommene Masse, deren Betrag auch direkt von diesen Zustandsgrößen abhängt, als Funktion des Kurbelwellendrehwinkels und der Motordrehzahl bekannt sein (7). Des weiteren ist die Kenntnis der vom Lader als Funktion der Zustandsgrößen in der Motoransaugleitung, des Hauptrotordrehwinkels und der Laderdrehzahl geförderten Luftmasse sowie der zugehörigen Lufttemperatur von Bedeutung (9).

Bei vorgegebener Geometrie der Verbindungsleitung zwischen Motor und Lader kann dann durch schrittweises Ändern verschiedener Laderparameter der Einfluß dieser Parameter auf das Verhalten des Motor-Lader-Systems auch unter Berücksichtigung der in der Motoransaugleitung auftretenden Pulsationen beurteilt werden.

### 6.1. Beschreibung des Motorentnahmeverhaltens

Für die angegebenen Berechnungsschritte muß, wie bereits erwähnt, die Größe der vom Motor angesaugten Masse als Funktion der Zustandsgrößen in der Motoransaugleitung, der Motordrehzahl und des Kurbelwinkels bekannt sein. Zu diesem Zweck ist ihm Rahmen eines Verbundprojektes (Technische Universität Berlin, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, Prof. Pucher) der Verlauf des Motor-Einlaß-Massenstromes als Funktion des Kurbelwinkels für eine gegebene Motordrehzahl berechnet und für das Implantieren in das Lader-Programmsystem zur Verfügung gestellt worden.

Bild 13:  
Fig. 13:

Ablaufplan des Programmsystems Schraubenhader  
Flow chart of the simulation system screw-type supercharger

Der Einlaß-Massenstrom eines beliebigen Motors kann nun, bei Vorgabe des Hubvolumens und der Zylinderzahl ermittelt werden. Dabei ist allerdings die vereinfachende Annahme zu treffen, daß die Ventilsteuerzeiten der Motoren identisch sind und sich die Ventilquerschnitte proportional zum Hubvolumen ändern. Weiterhin beeinflussen auch die Zustandsgrößen in der Motoransaugleitung die vom Motor angesaugte Masse, so daß eine weitere Umrechnung erfolgt, um die bei einem bestimmten Betriebspunkt vom Motor aus der Ansaugleitung entnommenen Masse zu ermitteln.

Aufgrund der zuvor getroffenen Vereinfachungen stimmen die so erhaltenen Massenströme zwar nicht exakt mit den realen Entnahme-Massenstromverläufen der jeweiligen Motoren überein, sie ermöglichen jedoch eine gute Annäherung an den realen Verlauf.

## 6.2. Rechnerische Erfassung der Fördercharakteristik des Schraubenladers

Die diskontinuierliche Förderung des Schraubenladers folgt einerseits aus der instationären Entleerung der einzelnen Kammern und andererseits aus dem Umstand, daß der Massenstrom bei Öffnungsbeginn der druckseitigen Arbeitskammer, je nach anliegendem Druckverhältnis, zunächst auch von der Ladeluftleitung in die Arbeitskammer gerichtet sein kann, bis es aufgrund der zufließenden Masse in der Kammer zu einer Druckerhöhung und damit auch zu einer Stromrichtungsumkehr kommt.

Die zwischen der geöffneten Kammer und der Ladeluftleitung strömende Luftmasse wird daher unter Berücksichtigung der beschriebenen Faktoren bei jedem Rotordrehwinkel des Schraubenladers berechnet.

Einen wichtigen Einfluß auf die überströmende Masse haben nicht nur die Zustandsgrößen in der Kammer und der Ladeluftleitung, sondern hat auch die Größe der zwischen Ladeluftleitung und geöffneter druckseitiger Arbeitskammer befindlichen Querschnittsfläche. Die nach Durchströmen der druckseitigen Steuerkanten auftretende Querschnittsfläche besteht aus mehreren Teilflächen, Bild 14. Mit zunehmendem Rotordrehwinkel nehmen diese Flächenanteile kontinuierlich zu, bis sie in der Regel bei dem Drehwinkel, bei dem die nachlaufenden Zahnköpfe die druckseitigen Steuerkanten erreichen, ihr Maximum einnehmen.

Darüber hinaus treten aufgrund der im Schraubenlader vorhandenen arbeitsraum-begrenzenden Spalte auch bei noch nicht zur Druckseite geöffneter Arbeitskammer Massenströme zwischen der kurz vor Erreichen der druckseitigen Steuerkanten

stehenden Arbeitskammer und der Ladeluftleitung sowie zwischen den nachlaufenden Arbeitskammern auf. Da diese Spaltmassenströme die Zustandsgrößen in den einzelnen Arbeitskammern und damit das Betriebsverhalten des Schraubensaders verändern, werden sie zur Erzielung einer hohen Simulationsgüte im Gesamtprogramm mit berücksichtigt.

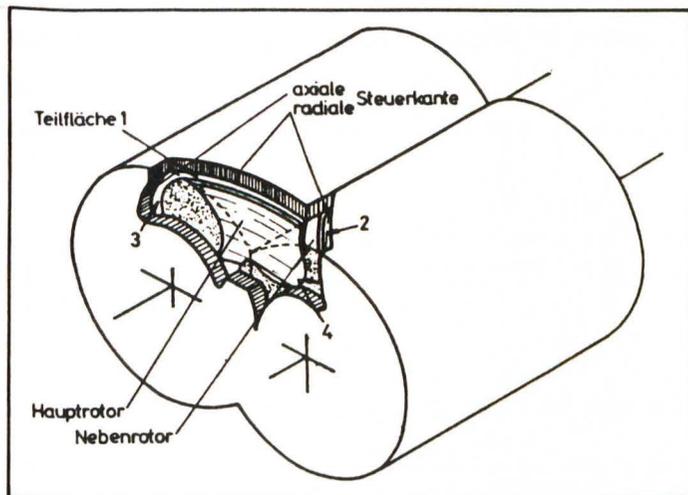


Bild 14: Darstellung der druckseitigen Querschnittsflächen

Fig. 14: Representation of the outlet port areas

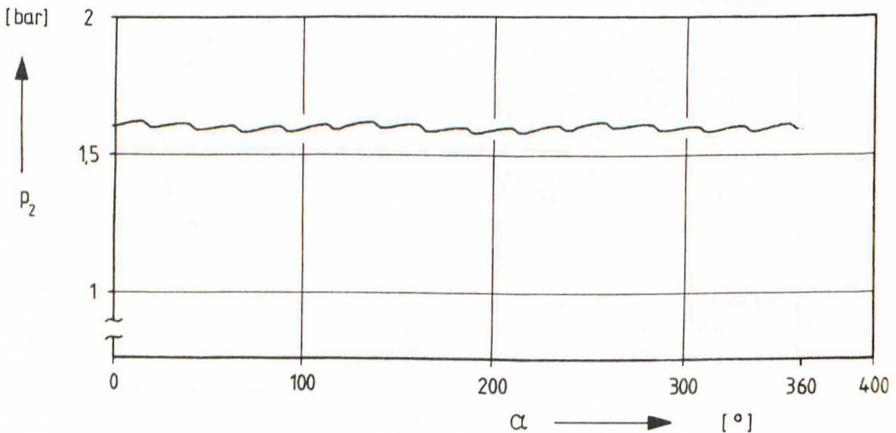
### 6.3. Darstellung berechneter Druckpulsationen

Die in der Ladeluftleitung vorhandenen Druckschwankungen sind in Bild 15 am Beispiel der Zusammenarbeit eines Schraubensaders mit einem 6-Zylinder Dieselmotor dargestellt.

Aufgrund der annähernd kontinuierlichen Masseentnahme des Motors sind die Druckschwankungen, die sich aus der Motorentnahme ergeben, kaum, die durch die diskontinuierliche Füllung des Laders überlagerten höherfrequenten Druckpulsationen, deutlicher zu erkennen.

Die Anzahl der höherfrequenten Druckpulsationen ist identisch mit der Arbeitsspielzahl des Schraubenladers. Bei dem hier vorliegenden Übersetzungsverhältnis von  $i = 0,2$  und der Hauptrotorzähnezahl von  $z_{HR} = 3$  finden während einer Kurbelwellenumdrehung 15 Arbeitsspiele im Lader statt.

Die Relationen zwischen den vom Motor und vom Schraubenlader erzeugten Druckschwingungen verändern sich bei einer Verringerung der Zylinderzahl des Motors, Bild 16. Hier tritt die durch die Masseentnahme des Motors bedingte kurbelwinkelabhängige Änderung des Ladedruckes deutlich zutage, wobei die vom Lader aufgeprägten Pulsationen in der gleichen Größenordnung wie in dem vorherigen Beispiel liegen.

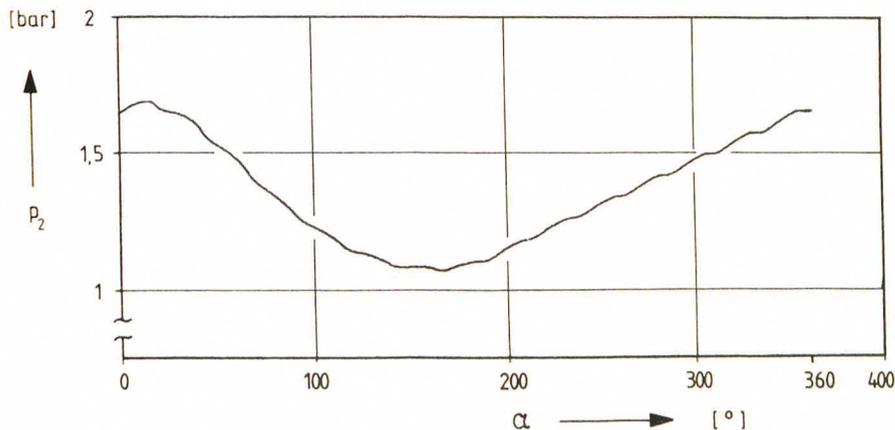


**Bild 15:** Druckverlauf in der Ladeluftleitung eines 6-Zylinder Motors als Funktion des Kurbelwellenwinkels

**Fig. 15:** Pressure curve in the suction line of a six-cylinder engine versus crankshaft angle

Eine Untersuchung des Einflusses der verschiedenen Laderparameter auf die vom Lader aufgeprägten Pulsationen in der Ladeluftleitung ist noch nicht abgeschlossen. Die bisher mit Hilfe der stationären Rechenverfahren erhaltenen Ergebnisse deuten auf eine hohe Energiewandlungsgüte der Schraubenmaschine als Ladeaggregat hin, die es vor allem bei zunehmenden Ladedrücken zu einer positiven Alternative zu den heute auf dem Markt befindlichen mechanischen Ladern erscheinen läßt.

Das Potential der Schraubenmaschine zur Aufladung von Verbrennungsmotoren kann aber nur dann voll ausgenutzt werden, wenn die gesamte Konstruktion auf die spezifischen Anforderungen der Verbrennungsmotoraufladung optimal abgestimmt wird. Zur Erlangung dieses Zieles soll das beschriebene Programmsystem einen Beitrag leisten.



**Bild 16:** Druckverlauf in der Ladeluftleitung eines 2-Zylinder Motors als Funktion des Kurbelwellenwinkels

**Fig. 16:** Pressure curve in the suction line of a two-cylinder engine versus crankshaft angle

## 7. Literaturverzeichnis

- /1/ Kauder, K. Der Schraubenmotor – Eine vielversprechende Antriebsmaschine zur Nutzung der Abwärme. BWK (1985), Bd. 37, Nr. 78, S. 313–318
- /2/ Dreißig, B. Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren. Dissertation Universität Dortmund (1990)

- /3/ Kauder, K.                    Schraubenlader – Optimierung  
Weckes, N.                    mechanischer und thermodynami-  
   scher Kenngrößen. DFG-Bericht  
   (1988) zum gleichlautenden  
   Forschungsprojekt
- /4/ Piatkowski, R.                Steuerungskonzepte für Schrauben-  
   lader. VDI-Tagung Schrauben-  
   maschinen '90