

Schraubenlader für Ottomotoren

K. Kauder, R. Piatkowski, Dortmund

(Diese Arbeit wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert)

Zusammenfassung

Die Schraubenmaschine, die sich als Kompressor auf dem Markt gegenüber anderen Bauformen durchgesetzt hat, scheint als Lader besonders gut geeignet zu sein.

Nachteilig für einen Schraubenkompressor, als Lader eingesetzt, wirkt sich die hohe Leistungsaufnahme bei Teillast des Antriebssystems aus, also in Betriebszuständen, in denen eine Aufladung des Verbrennungsmotors nicht erforderlich ist.

Im folgenden werden Varianten zur lastabhängigen Steuerung des Schraubenladers dargestellt und ihre Wirkung auf das Antriebssystem mittels Simulationsrechnungen bewertet.

Es werden sowohl Einrichtungen zur Steuerung von Schraubenladern, die von der Bauform Schraubenkompressoren ähnlich sind, behandelt, als auch solche, die eine Abkehr von der üblichen Kompressorbauform erfordern, vorgestellt.

Abstract

The screw machine has come to stay at market as a compressor and seems to be suitable for supercharging best.

A disadvantage of a screw compressor used as a supercharger is the high required power consumption at particle load of the drive unit. In this case supercharging isn't needed but the screw compressor still requires power.

In the following text variants for steering screw-type supercharger depending on needed load are described and its effect upon the drive unit is valued by use of computer simulation.

Instruments for steering screw-type superchargers, which are similar to screw compressors are described as well as others, which require a different design of the screw machine.

1. Einführung

Die Aufladung von Verbrennungsmotoren, eingesetzt in Nutzfahrzeugen, ist heute im oberen Leistungsbereich als Standard zu betrachten. Aber auch im PKW finden Lader zunehmend häufiger Anwendung.

Die Vorteile aufgeladener gegenüber normal ansaugenden Motoren sind aus zahlreichen vergleichenden Untersuchungen bekannt, /1/, /2/, /3/.

Neben der ursprünglich im Vordergrund gestandenen Leistungssteigerung gewinnt heute die wirkungsgradsteigernde und somit umweltentlastende Wirkung der Aufladung zunehmend an Bedeutung.

Im Vergleich zum Saugmotor gleicher Nennleistung weisen aufgeladene Motoren grundsätzlich folgende verbrauchsmindernd wirkende Vorteile auf:

1. Die Nennleistung wird bei kleinerem Bauvolumen und bei kleiner Masse des Antriebssystems erreicht.
2. Die Reibleistung liegt niedriger.
3. Der Betriebspunkt des Motors liegt bei Teillast näher am Motorbestpunkt, wenn durch die Getriebeauslegung die gleiche Fahrelastizität realisiert wird.

Nach Studien der Automobilindustrie werden künftig zunehmend kompaktere, von einem kleinvolumigen Verbrennungsmotor angetriebene Fahrzeuge gebaut werden, /4/, /5/. Die kurzzeitig erforderliche Beschleunigungsleistung und die Höchstleistung bei schneller Fahrt baut dieser Motor mit Hilfe eines mechanisch angetriebenen Laders auf /5/. So kann der Motor während seiner Hauptbetriebszeit, in der heutige Motoren etwa bei 20% der Höchstlast und unterhalb 50% der maximalen Drehzahl betrieben werden, einen höheren Wirkungsgrad erreichen /6/. Geringe Wirkungsgradeinbußen bei hoher Last und/oder hoher Drehzahl können toleriert werden, da diese Betriebszustände eher selten auftreten.

Wie jeder andere Kompressor ist ein Schraubenkompressor grundsätzlich zur Aufladung eines Verdrängermotors geeignet. Das wurde in der Vergangenheit durch den Bau einzelner Prototypen und den serienmäßigen Einsatz bei LKW-Diesel-Motoren nachgewiesen /7/, /8/.

Systemimmanente Nachteile, wie die Geräuschemission und vergleichsweise hohe Antriebsleistungen im Teillastbetriebsfall, die in ähnlicher Weise auch bei anderen Verdrängerladern auftreten, ließen den Schraubenkompressor als Lader in einem eher ungünstigen Licht erscheinen.

Auf der anderen Seite bietet die Schraubenmaschine zahlreiche Vorteile, die insbesondere im Hinblick auf zukünftige, hoch aufzuladende Motoren von Bedeutung sein können, wie zum Beispiel die sehr kompakte Bauform und der relativ hohe Wirkungsgrad auch bei höheren Ladedrücken.

Voraussetzung für die Nutzung der systemimmanenten Vorteile bei gleichzeitiger Vermeidung der bekannten Nachteile ist eine, auf den Verwendungszweck als Aufladegerät ausgerichtete, modifizierte Konstruktion der Schraubenmaschine.

Ein wesentlicher Bestandteil der dann als Schraubenlader zu bezeichnenden Schraubenmaschine ist eine Einrichtung zur Steuerung des geförderten Massenstromes. Diese Einrichtung kann grundsätzlich

auch außerhalb des Laders wirken, soll aber hier als Bestandteil des Systems "Schraubenlader" betrachtet werden.

2. Externe Steuerungseinrichtungen

Die annähernd stöchiometrische Verbrennung im Ottomotor erfordert es, den zugeführten Luftmassenstrom im Teillastbetrieb an den, für die aufzubringende Leistung benötigten Kraftstoffmassenstrom anzupassen. Bei Saugmotoren wird in der Regel zu diesem Zweck eine Drosselklappe eingesetzt. Der Ladungswechsel im Motor erfolgt dann aufgrund des niedrigeren Eintrittsdruckes mit größerem Arbeitsaufwand.

Wird der Schraubenlader, z.B. über einen Riementrieb, direkt von der Kurbelwelle des Motors angetrieben, sind Einrichtungen erforderlich, mit deren Hilfe der vom Lader geförderte Luftmassenstrom gesteuert werden kann. In der Vergangenheit wurden zu diesem Zweck ausschließlich außerhalb des Laders wirkende Steuerungseinrichtungen, wie z.B. eine vorgeschaltete Drosselklappe, Bild 1a, und meist zusätzlich ein Bypass mit Drosselklappe zur Senkung der Antriebsleistung, Bild 1b, eingesetzt.

Vom Schraubenkompressor ist bekannt, daß eine Lastregelung über die Maschinendrehzahl mit hohem Wirkungsgrad realisiert werden kann /9/.

Der Schraubenlader wird in der Regel vom Motor über ein Getriebe mit festen Übersetzungsverhältnis angetrieben. Der geförderte Massenstrom ändert sich dann, wenn keine Steuereinrichtung wirkt in erster Näherung linear mit der Motordrehzahl und dem Luftbedarf des Motors bei Vollast. Der Ladedruck bleibt so näherungsweise über der Motordrehzahl konstant. Eine Steuerung, die bei gegebener Motordrehzahl den vom Lader geförderten Massenstrom mittels Änderung der Laderdrehzahl bewirkt, greift in die Drehzahlwandlung zwischen Motor und Lader ein. Die Steuerungseinrichtung ist somit ein Getriebe mit veränderlicher Übersetzung, Bild 1c.

Zur Beurteilung der Energiewandlungsgüte verschiedener Steuerungseinrichtungen und Schraubenladerbauformen wurde an der Universität Dortmund, gefördert von der Deutschen Forschungsgemeinschaft, ein Simulationsprogramm entwickelt, mit dem der Schraubenlader einschließlich der Steuerungseinrichtungen modelliert werden kann, /10/.

Sein Zusammenwirken mit einem Motor wird für den stationären Betriebsfall anhand von gespeicherten Motorkennfeldern iterativ abgeschätzt.

Für ein angenommenes Fahrzeug, dessen Antrieb über ein 4-Gang-Schaltgetriebe durch einen vom Schraubenlader aufgeladenen Ottomotor erfolge, besteht bei einer bestimmten Motordrehzahl auf ebener Strecke ein bestimmter Leistungsbedarf, der über die Motorkenngrößen mit einem bestimmten erforderlichen Luftmassenstrom verknüpft ist.

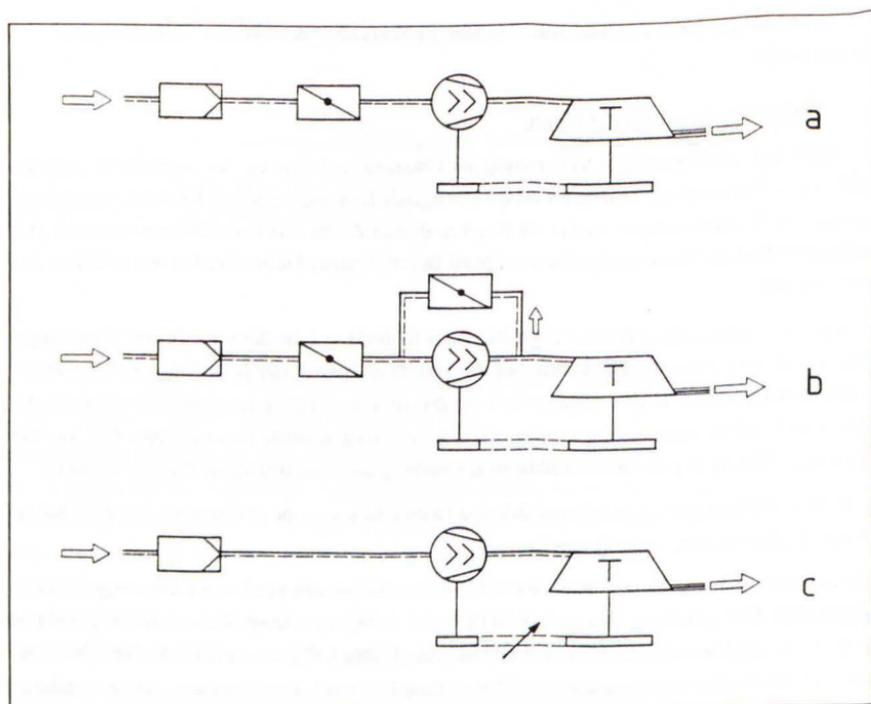


Bild 1: Schaltung verschiedener Schraubenlader-Motor-Systeme mit unterschiedlichen externen Steuereinrichtungen (schematisch)

a: saugseitige Drossel

b: externer Bypass und saugseitige Drossel

c: Getriebe mit variabler Übersetzung

Fig. 1: Circuit diagrams of screw-type supercharger motor systems with different external control systems (schematic)

a: throttle at suction side

b: external bypass plus throttle at suction side

c: continuously variable drive

Das Übersetzungsverhältnis des Laderantriebes und die Steuereinrichtungen sind so gewählt, daß bei Nenn Drehzahl ($n_n = 6500 \text{ min}^{-1}$) und Vollast ein Ladedruck von 1,6 bar erreicht wird. Im Teillastbetriebsfall, z.B. bei Konstantfahrt auf ebener Strecke, wird der geförderte Massenstrom des Laders durch die Steuereinrichtung gesenkt.

Wird mittels einer saugseitig angebrachten Drossel, allein oder zum Beispiel in Verbindung mit einem Bypaß eingesetzt, der geförderte Massenstrom über die Dichte im Saugstutzen des Laders gesteuert, bleibt diese beim Einsatz eines stufenlos verstellbaren Getriebes im Laderantriebsstrang in erster Näherung unbeeinflusst.

Unterschiedlich aber stellen sich auch die Indikator diagramme des Laders dar, Bild 2. Bei konstanter Fahrt im 3. Gang und einer Motordrehzahl von 4500 1/min wird, abhängig von der Steuereinrichtung, der gleiche Luftmassenstrom bei unterschiedlich großem Arbeitsaufwand gefördert.

Verwendet man eine saugseitige Drossel, wird mit dieser der Druck vom Umgebungsdruck ausgehend bis auf den im Ladersaugstutzen erforderlichen Wert in 1. Näherung isenthalp gedrosselt¹⁾. Die zur Verfügung stehende Enthalpie der angesaugten Luft wird nicht genutzt. Im Lader muß noch zusätzlich Arbeit für die im Laderinneren ablaufenden dissipativen Vorgänge aufgewandt werden.

Wird nur eine saugseitige Drossel eingesetzt, ist noch ein weiterer Arbeitsanteil aufzubringen, um die Luft von dem nach der Drosselung niedrigen Enthalpieniveau im Saugstutzen bis auf jenes im Druckstutzen wieder anzuheben. Die Arbeit entsprechend der Fläche im p-V Diagramm, Bild 2, ist erforderlich.

Wird der geförderte Luftmassenstrom bei konstanter Motordrehzahl verringert, indem man mittels eines Getriebes mit variabler Übersetzung die Laderdrehzahl mindert, sinkt auch der Ladedruck in der Verbindungsleitung zwischen Schraubenlader und Motor. Der Druck im Saugstutzen entspricht aber weiter annähernd dem Umgebungsdruck.

Sinkt der Druck am Laderaustritt deutlich unter den Druck am Ladereintritt, dreht sich die Richtung des aus den Druckkräften resultierenden Momentenvektors um. Im Verlauf des Arbeitsspiels ergibt sich dann während des Ladungswechsels ein nutzbarer (negativer) Arbeitsanteil, der den während der Verdichtung aufzuwendenden (positiven) Arbeitsanteil übersteigt, siehe auch Bild 2.

Beim Vergleich der Arbeitsflächen ist die deutlich niedrigere Antriebsdrehzahl des Laders im Falle des Getriebeeinsatzes zu beachten.

Die nutzbare Innenleistung bei Verwendung eines Getriebes mit variabler Übersetzung steht zu den aufzuwendenden Innenleistungen der beiden anderen Varianten daher nicht im gleichen Verhältnis, wie die Arbeitsflächen in Bild 2. Im Betriebspunkt, zu dem im Bild die p-V Diagramme dargestellt sind, übersteigt aber die nutzbare Innenleistung deutlich die aufzuwendende Reibleistung des Laders, so daß die Differenz, vom Getriebe übertragen, an der Kurbelwelle nutzbar wird²⁾.

1) In der Simulation wird eine isenthalpe Zustandsänderung in der Drossel vorausgesetzt.

2) Die von der Konstruktion des Getriebes zwischen dem Motor und dem Lader abhängige Reibung wird hier nicht berücksichtigt.

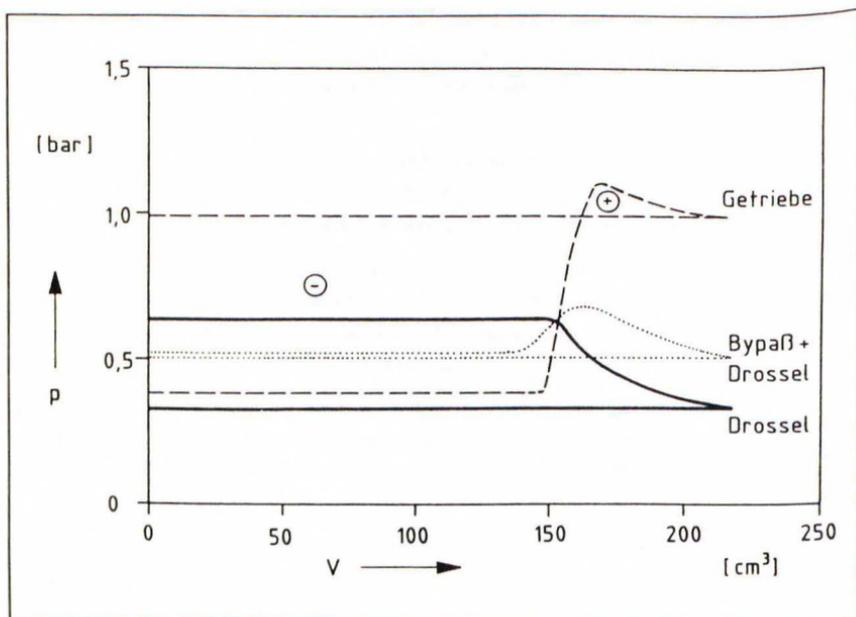


Bild 2: p-V Diagramme eines Schraubenladers mit unterschiedlichen externen Steuerungseinrichtungen zusammenarbeitend mit einem Ottomotor ($n_M = 4500$ 1/min; 3. Gang bei Konstantfahrt)

- a: saugseitige Drossel
- b: externer Bypass und saugseitige Drossel
- c: Getriebe mit variabler Übersetzung

Fig. 2: p-V diagrams of a screw-type supercharger with different external steerings composed with a Otto carburetor engine ($n_M = 4500$ rpm; 3rd gear at constant speed)

- a: throttle at suction side
- b: external bypass plus throttle at suction side
- c: continuously variable drive

Die Laderinternen Rückströmungen sind bei konstanter Spalthöhe im wesentlichen durch die an den Spalten wirkenden Druckverhältnisse bestimmt, die in erster Näherung unverändert bleiben, wenn saugseitig eine Drossel angebracht ist. Bei sinkendem, durch die Drossel angesaugten Massenstrom steigt das Verhältnis aus Rückströmungen und dem angesaugten Massenstrom an. Die saugseitige Temperatur und somit auch die Austrittstemperatur erhöhen sich. Hierdurch bedingt steigt das Volu-

men und so die mittlere Strömungsgeschwindigkeit beim Ausschleiben sowie die daraus resultierende dissipative Druckerhöhung in der Zahnücke an. Als Folge daraus sinkt die effektive Laderantriebsleistung nur unterproportional mit dem geförderten Massenstrom, a in [Bild 3](#).

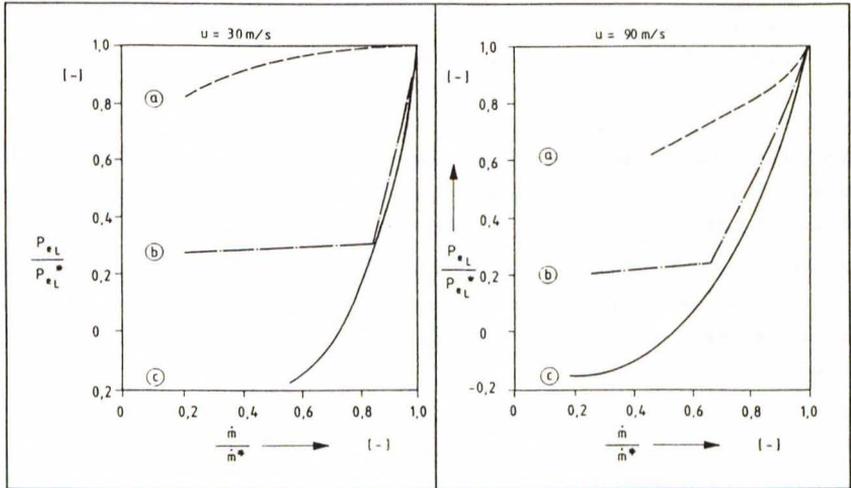


Bild 3: Bezogene Laderantriebsleistung P_{eL} / P_{eL}^* eines Schraubenladers mit unterschiedlichen Steuereinrichtungen als Funktion des bezogenen Massenstromes \dot{m} / \dot{m}^* bei zwei ausgewählten Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeiten u

(Bezogen auf die Größen des ungesteuerten Prototyppladers bei der angegebenen Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit)

a: nur saugseitige Drosselung

b: externer Bypass (bei niedriger Last mit zusätzlicher saugseitiger Drossel)

c: Getriebe mit variabler Übersetzung

Fig. 3: Referred power required P_{eL} / P_{eL}^* of a screw-type supercharger with different steering rings as function of referred massflow \dot{m} / \dot{m}^* at two selected circumferential speeds u . (Values referred to the values of a reference screw-type supercharger without steering but at the indicated circumferential speeds)

a: throttle at suction side

b: external bypass (at low load with additional throttle at suction side)

c: continuously variable drive

Wesentlich stärker als bei der Drosselung auf der Saugseite vermindert sich die Laderantriebsleistung mit abnehmendem geförderten Massenstrom (Motorlast), wenn über einen Bypass zur Saugseite umgeblasen oder die Laderantriebsdrehzahl verringert wird. Durch diese Maßnahme sinken unmittelbar das Druckverhältnis des Laders und der vergleichsweise große Arbeitsflächenanteil des Ladungswechsels. Im oberen Teillastbereich, wenn in der Getriebeversion der Laderaustrittsdruck noch über dem Ladereintrittsdruck liegt, erhält man annähernd gleiche p - V Diagramme für die Bypass- wie für die Getriebeversion. Aufgrund des kleineren, den Arbeitsraum durchströmenden Volumens der Getriebeversion, fallen dissipative Druckänderungen beim Ladungswechsel und damit die hieraus resultierende Innenleistung geringer aus. Gleichzeitig sinkt aufgrund der niedrigeren Drehzahl der Reibleistungsanteil, so daß die Laderantriebsleistung der Getriebeversion schneller mit abnehmendem geförderten Massenstrom sinkt als die der Bypassversion, Bild 3.

Bei niedriger Teillast eines Ottomotors kann die Steuerung nicht mehr allein durch den Bypass erfolgen, da die Dichte der Luft vor dem Motor theoretisch nur bis auf die Umgebungsdichte gesenkt werden kann. Der "aufgeladene" Ottomotor hat in diesem Fall näherungsweise etwa die Vollastleistung eines gleich großen Saugmotors.

Für eine weitere Lastsenkung ist dann eine zusätzliche Einrichtung, z.B. eine Drossel auf der Saugseite, erforderlich.

In der Simulationsrechnung erfolgt der Übergang von der einen zur anderen Steuerungseinrichtung unstetig. So ist der abknickende Verlauf der Kennlinien im Übergangspunkt zu deuten, Bild 3. Im realen Einsatzfall kann mit Hilfe einer sinnvoll aufeinander abgestimmten Steuerung der beiden Drosselorgane ein stetiger Übergang erreicht werden.

Wirkt die saugseitige Drossel, bestimmt diese den weiteren Verlauf der Kenngrößen mit abnehmendem geförderten Massenstrom. Es zeigt sich das bereits für die saugseitige Drosselung beschriebene Verhalten.

Auch wenn der zu fördernde Massenstrom bei geringer Motorlast klein ist, muß für den Laderantrieb mehr als 20% der Ladervollastleistung aufgebracht werden.

Mit einem Getriebe variabler Übersetzung kann der Ladedruck, wie beschrieben, bis unter den Umgebungsdruck gesenkt werden. Das Drehmoment an den Rotoren kehrt seine Richtung um. Der Schraubenlader verhält sich dann wie ein Schraubenmotor, der einen Teil der in der angesaugten Luft enthaltenen Enthalpie nutzt. Abhängig von der Laderumfangsgeschwindigkeit bei Vollast gibt der Schraubenlader, wenn der geförderte Massenstrom ca. 70% des Vollastmassenstromes bei niedrigen, (bzw. ca. 50% bei hohen) Umfangsgeschwindigkeiten unterschreitet, Leistung an die Kurbelwelle des Ottomotors ab³⁾, Bild 3.

3) Die von der Konstruktion des Getriebes zwischen dem Motor und dem Lader abhängige Reibung wird hier nicht berücksichtigt.

3. Interne Steuerungseinrichtungen

Die Aufgabe der Steuerungseinrichtungen ist es, im Teillastfall den vom Lader geförderten Massenstrom zu senken. Neben den außerhalb des Laders wirkenden Einrichtungen, wie Drosseln und Getriebe, sind intern, d.h. auf die geometrischen Kenngrößen des Laders wirkende Einrichtungen denkbar, wie sie beim Kompressor z.B. als Steuerkantenschieber bekannt sind.

Zunächst ungeachtet konstruktionsbedingter Restriktionen soll im folgenden das Steuer-Potential dieser Varianten diskutiert werden.

Beim herkömmlichen Kompressor ist die saugseitige Steuerkante so angeordnet, daß die Zahnücke bei maximalen Zahnückenvolumen abgeschlossen wird. Läßt man "Nachladeeffekte", wie sie in der Nähe des Volumenkurvenmaximums auftreten können einmal außer acht, so bewirkt eine saugseitige Steuerkantenverlagerung einen verminderten geförderten Massenstrom.

Werden die druckseitigen Steuerkanten festgehalten und die saugseitigen Steuerkanten bezogen auf die Rotordrehung in Richtung der druckseitigen Steuerkanten verlagert (positive Steuerkantenverstellung), verdrängt der Rotor die zunächst bei maximalen Zahnückenvolumen angesaugte Luft zum Teil wieder in den Ansaugraum, bis die Zahnücke schließlich bei verminderten Zahnückenvolumen abgeschlossen wird.

Der geförderte Massenstrom sinkt in erster Näherung proportional dem Zahnückenvolumen bei Arbeitsraumabschluß durch die Steuerkanten.

Verdichtungsarbeit wird in erster Näherung nur an der tatsächlich dem Motor zugeführten Luft geleistet und so auf ein Minimum beschränkt, Bild 4. Einen Grenzfall stellt die Schieberposition dar, bei der die Zahnücke saugseitig abgeschlossen und gleichzeitig druckseitig geöffnet wird. Durch eine weitere Steuerkantenverlagerung entsteht dann ein "Kurzschluß" zwischen der Druck- und Saugseite durch die Zahnücke hindurch. Der Lader nimmt in diesem Fall, abgesehen von der Leistung zur Deckung der Ventilations- und Reibungsverluste, keine Leistung auf. Die Steuerung des geförderten Luftmassenstromes kann jetzt nicht mehr weiter über den Schieber erfolgen, sondern muß über eine andere Einrichtung, z.B. eine Drossel, bewirkt werden.

An dieser Stelle sei angemerkt, daß mittels eines Schiebers durch den die saug- und druckseitigen Steuerkanten gleichzeitig verstellt werden, der geförderte Massenstrom über die oben angegebene Grenze hinaus verringert werden kann. Ein fester Abstand zwischen den Steuerkanten hat aber zur Folge, daß mit sinkendem geförderten Massenstrom die Verdichtung in der abgeschlossenen Zahnücke aufgrund des steigenden inneren Verdichtungsverhältnisses zunimmt. So bleibt ein mit sinkender Last des Antriebssystems zunehmender Arbeitsanteil für die innere Verdichtung bestehen, der den Systemwirkungsgrad negativ beeinträchtigt.

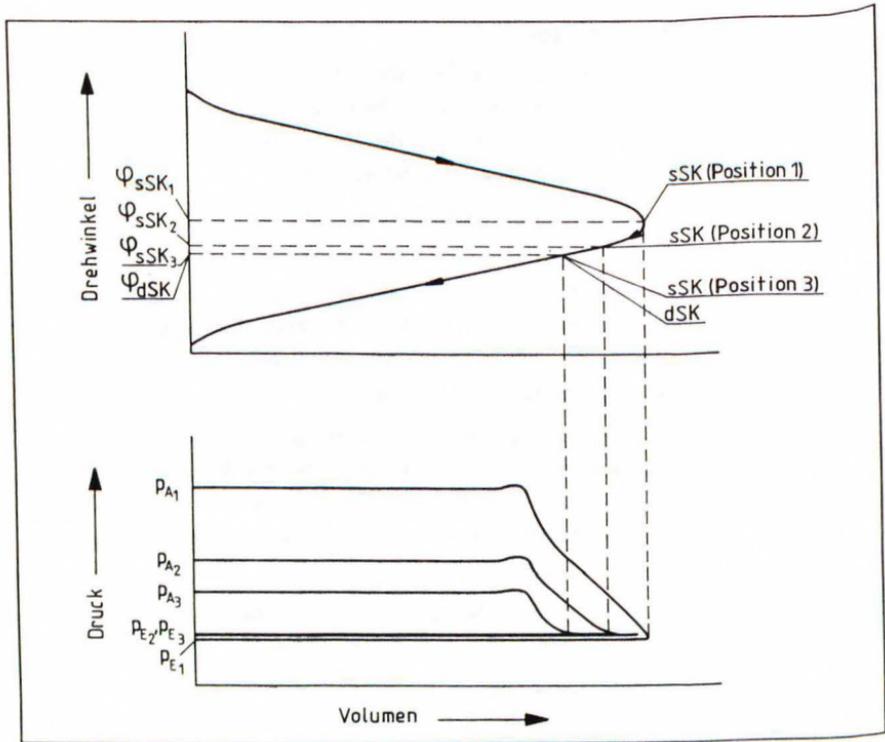


Bild 4: p-V Diagramme eines Schraubenladlers mit saugseitig, in positive Richtung, verstellbaren Steuerkanten bei Vollast (Pos. 1) und Teillast (Pos. 2 und Pos. 3)

s	saugseitig	φ	Rotordrehwinkel	E	Eintritt
d	druckseitig	p	Druck	A	Austritt
SK	Steuerkante	V	Volumen		

Fig. 4: p-V diagrams of a screw-type supercharger with a gate-type control system at suction side and positiv adjusting path at full load (Pos. 1) and particle load (Pos. 2 and Pos. 3).

s	suction side	φ	angle of rotation	E	entrance
d	pressure side	p	pressure	A	exhaust
SK	control edge	V	volume		

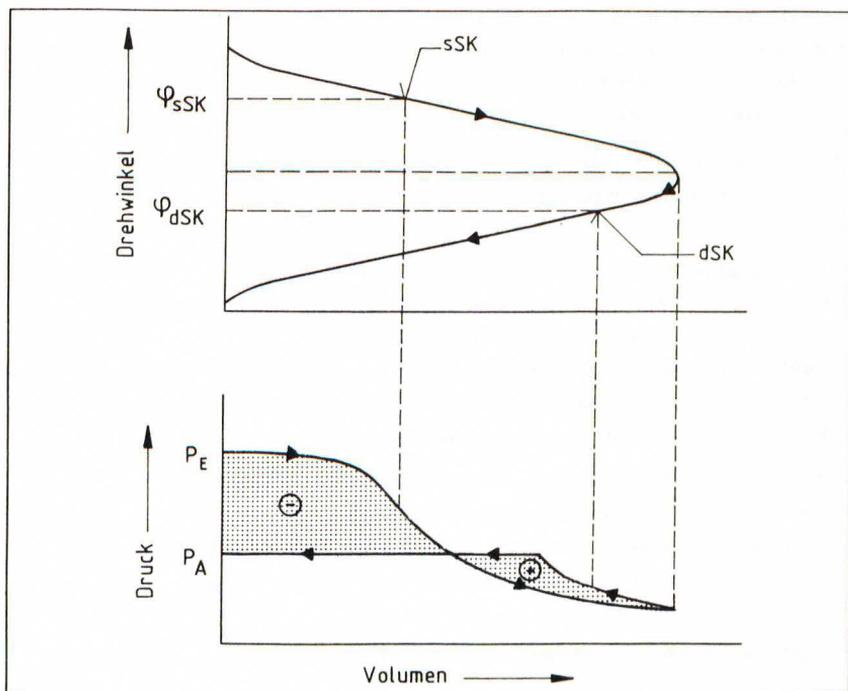


Bild 5: p-V Diagramm eines Schraubenladlers mit Steuerschieber bei Verstellung der saugseitigen Steuerkante in negative Richtung

-:	Expansionsarbeit	+	Verdichtungsarbeit		
s	saugseitig	φ	Rotordrehwinkel	E	Eintritt
d	druckseitig	p	Druck	A	Austritt
SK	Steuerkante	V	Volumen		

Fig. 5: p-V diagrams of a screw-type supercharger with a gate-type control system at suction side and positiv adjusting path

-:	work of expansion	+	work of compression		
s	suction side	φ	angle of rotation	E	entrance
d	pressure side	p	pressure	A	exhaust
SK	control edge	V	volume		

Ein Schieber kann im Schraubenlader aber auch so angeordnet werden, daß die Zahnlücken von den im Schieber eingearbeiteten Steuerkanten deutlich vor dem Erreichen des Volumenmaximums abgeschlossen werden. In der Zahnlücke findet dann nach dem Ansaugen zunächst eine Expansionsphase statt, der sich die Verdichtung und das Ausschleiben anschließen, Bild 5.

Mit zunehmendem Verstellweg, bei dem sich die Steuerkanten bezogen auf die Rotordrehung weg von den druckseitigen Steuerkanten bewegen (negative Verstellrichtung), wird die Zahnlücke bei kleinerem Volumen abgeschlossen.

Soll der aufgeladene Ottomotor eine Leistung abgeben, die unter der maximalen Leistung eines hubraumgleichen Saugmotors liegt, dann sinkt der Druck vor dem Motor unter den Atmosphärendruck. Im p-V Diagramm, Bild 5 unten, erhält man zwei Flächenanteile. Überwiegt der im Uhrzeigersinn von den Zustandskennlinien umschriebene Flächenanteil (negativ) demjenigen, der gegen den Uhrzeigersinn umschrieben wird (positiv), leistet die in der Zahnlücke eingeschlossene Luft Arbeit. Diese kann zur Deckung der ladereigenen Reibleistung und zum Antrieb des Fahrzeuges beitragen.

Ein Schraubenlader mit einem derartigen Steuerschieber zeichnet sich dadurch aus, daß in der überwiegenden Zeit, in der das Antriebssystem bei niedriger Last betrieben wird, auf der Ladersaugseite in der geschlossenen Zahnlücke die Expansion stattfindet. Diese Phase des Arbeitsspiels umfaßt einen größeren Drehwinkelbereich als die auf der gegenüberliegenden Rotorseite stattfindende Verdichtungsphase.

Durchgeführte Rechnungen basieren auf Daten eines realen Prototyppladers.

Dieser Prototypplader, noch ohne Steuerungseinrichtung, ist dadurch gekennzeichnet, daß saugseitig, wie bei nahezu allen gebräuchlichen Kompressorprofilen, eine mehr als zehn mal größere Kopfrundungsöffnung (Blasloch) existiert als auf der Druckseite. Diese Öffnung erreicht damit die gleiche Größenordnung, wie alle anderen Arbeitsraumpalte zusammen.

In der Expansionsphase wird durch die Spalte Masse in die Zahnlücke "nachgesaugt", die schließlich nach der Verdichtung mit der zuvor bei saugseitig geöffneter Zahnlücke "normalangesaugten" Masse dem Motor zugeführt wird.

Bei niedriger Drehzahl sind die dissipativen Leckströme während der Expansionsphase (Bild 5) groß. Die Massenstromsenkung mittels eines Schraubenladers mit Steuerschieber und der großen saugseitigen Kopfrundungsöffnung ist eher gering, die Antriebsleistung bleibt deshalb relativ hoch, Bild 6.

Bei höheren Rotorumfangsgeschwindigkeiten, z.B. 90 m/s, ist die pro Arbeitsspiel durch die Spalte strömende Masse aufgrund der kürzeren Arbeitsspielzeiten geringer als bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten. Es kann daher der geförderte Massenstrom und die Antriebsleistung so weit gesenkt werden, daß keine Leistung mehr vom Lader aufgenommen wird, sondern eine geringe Leistung an die Kurbelwelle des Motors abgegeben werden kann.

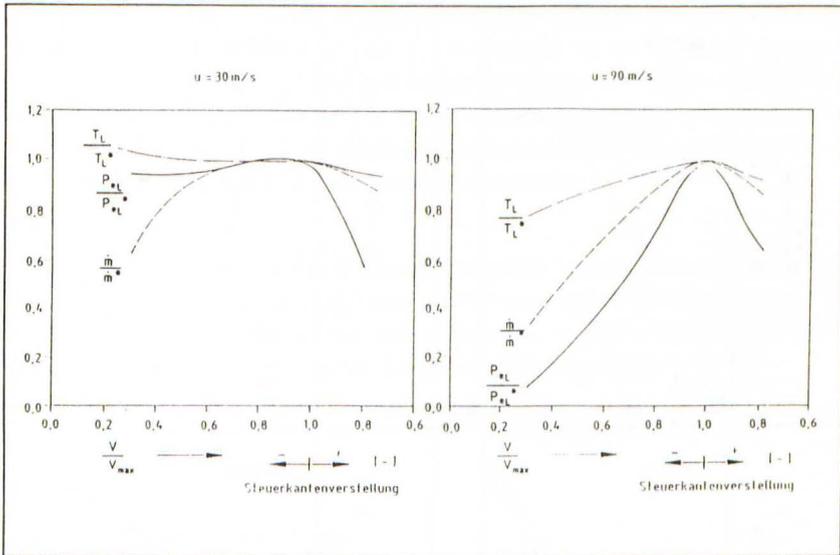


Bild 6: Bezogene Antriebsleistung P_{eL} / P^*_{eL} , bezogene Laderaustrittstemperatur T_L / T^*_L und der bezogene geförderte Massenstrom \dot{m} / \dot{m}^* als Funktion des bezogenen Zahnlückenvolumens \dot{V} / \dot{V}_{max} eines Schraubenladers mit verstellbaren saugseitigen Steuerkanten.

(Bezogen auf die Werte des Laders bei Vollaststellung und der angegebenen Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit u)

Fig. 6: Referred power required P_{eL} / P^*_{eL} , referred exhaust temperature T_L / T^*_L and referred massflow \dot{m} / \dot{m}^* as function of referred volume of gap of tooth \dot{V} / \dot{V}_{max} of a screw type supercharger with a gate-type control system at suction side

(Values referred to the values at full load and the indicated circumferential speed u)

Bedenkt man, daß das Antriebssystem zum überwiegenden Teil der Zeit bei niedriger bis mittlerer Last betrieben wird, ist es sinnvoll, den Lader so zu gestalten, daß saugseitig, dort, wo die Expansionsphase stattfindet, die kleinere Kopfrundungsöffnung auftritt, im Bild 7 bezeichnet mit: Laufrichtung getauscht. Dieser Lader weist bei Teillast des Systems einen geringeren Leistungsbedarf auf und läßt die in der Ansaugluft enthaltene Enthalpie besser nutzen, während er im Vollastbetrieb aber eine erhöhte Antriebsleistung erfordert.

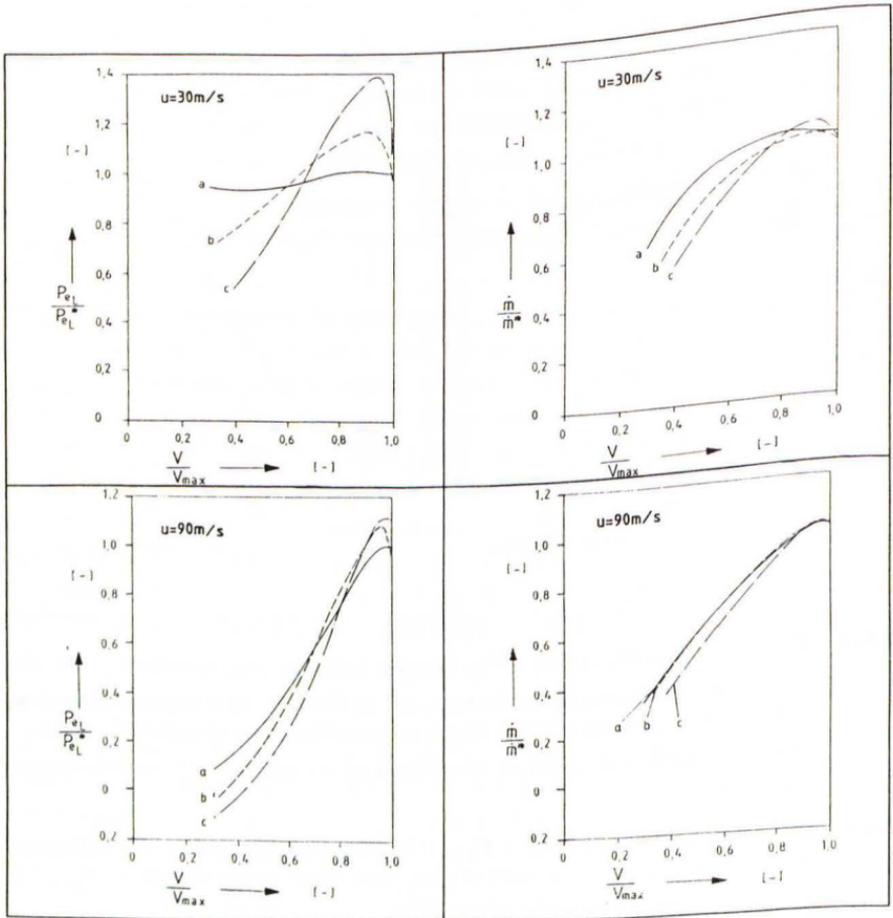


Bild 7: Bezogene Antriebsleistung P_{eL} / P_{eL}^* und bezogener Massenstrom \dot{m} / \dot{m}^* als Funktion des bezogenen Zahnlückenvolumens \dot{V} / \dot{V}_{max} verschiedener Schraubenlader mit verstellbaren saugseitigen Steuerkanten bei Verrstellung in negativer Richtung.

(Bezogen auf die Werte des Prototyppladers bei Vollaststellung und der angegebenen Hauptrotor Umfangsgeschwindigkeit u)

a: Laufrichtung und Spalte des Prototyppladers b: Laufrichtung getauscht; Spalte des Prototyppladers
c: wie b; Spalthöhe 2/3; Kopfrundungsöffnungen unerändert

Fig 7: Referred power required P_{eL} / P_{eL}^* and referred massflow \dot{m} / \dot{m}^* as function of referred volume of gap of tooth \dot{V} / \dot{V}_{max} of different screw-type superchargers with a gate-type control system at suction side.

(Values referred to the values of the prototype supercharger at full load and the indicated circumferential speed u)

a: direction of course and gaps of the prototype supercharger
b: direction of course changed; gaps of the prototype supercharger
c: as b; but 2/3 gap; top hole unchanged

Zum Vergleich sind auch Rechnungen zu einem Lader durchgeführt worden, der neben der kleineren saugseitigen Kopfrundungsöffnung gegenüber dem Prototypplader um 1/3 verminderte Spalthöhen aufweist, c in Bild 7. Hierdurch sind noch nicht die aufgrund des Standes der Technik möglichen Verbesserungen berücksichtigt. Vielmehr wird die Spalthöhe um den Zuschlag aus zusätzlicher Sicherheit für die Prototypbaureihe und eine Spaltvergrößerung, bedingt durch die Wahl neuer Werkstoffe, mit großen Unterschieden im Wärmeausdehnungskoeffizienten, vermindert.

Als Fazit bleibt festzustellen:

Mittels eines Steuerschiebers kann bei Teillast die erforderliche Laderantriebsleistung nicht in dem Maß gesenkt werden, wie das beim Einsatz eines Getriebes mit variabler Übersetzung möglich ist. Es besteht aber auch mit dieser Steuerungsvariante die Möglichkeit, im unteren Lastbereich des Lader-Motor-Systems einen Teil der in der Ansaugluft enthaltenen Enthalpie zu nutzen.

Neben dieser positiven Eigenschaft hat die Schiebervariante auch Nachteile mit der Getriebevariante gemeinsam.

Hier seien

- die hohe erforderliche Fertigungsgüte,
- die gegenüber einfach aufgebauten Steuerungseinrichtungen erhöhte Ausfallwahrscheinlichkeit
- und die vergleichsweise hohen Kosten

genannt.

Auf der Suche nach einer einfacheren Konstruktion mit vergleichbaren Eigenschaften sollen die folgenden Überlegungen helfen:

Betrachtet man die Funktion des Steuerschiebers, so ist diese entweder dadurch gekennzeichnet, daß aus der Zahnücke bereits angesaugte Luft vor der Verdichtung wieder zurückgeblasen (positive Verstellrichtung) oder die Zahnücke aufgrund eines frühzeitigen Abschlusses zur Saugseite hin nicht mehr weiter gefüllt wird (negative Verstellrichtung).

Die gleiche Funktion kann auch durch eine quasi kinematische Umkehr erreicht werden, wenn die Steuerkanten im Gehäuse festgelegt sind, dafür aber durch eine ventilähnliche Öffnung in der Gehäusewand vor Verdichtungsbeginn zurückgeblasen wird (Vorauslaß). Es ist auch möglich, die auf der Ladersaugseite bereits abgeschlossene Zahnücke durch eine gleichartige Öffnung, an einer anderen Stelle des Gehäuses angebracht, zur Massenstromsteigerung nachträglich weiter zu befüllen (Nacheinlaß).

In Bild 8 und Bild 9 ist ein Versuchsmodell eines Laders mit Vorauslaß zu sehen, wie es zur Überprüfung der Rechenergebnisse eingesetzt wurde.

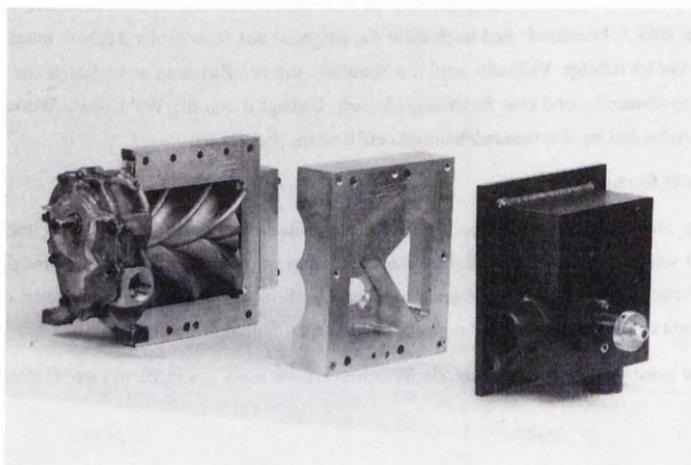


Bild 8: Schraubenlader mit internem Bypass

Fig. 8: Screw-type supercharger with internal bypass

Die Wirkung des Ventils ist von seinen Abmessungen und der Einbaulage abhängig. Der Einfluß verschiedener Konstruktionsparameter auf die Energiewandlungsgüte soll an dieser Stelle nicht dargestellt werden. Der interessierte Leser sei auf die Literatur verwiesen /10/.

Beispielhaft ist in Bild 10 die Wirkung zweier Vorauslaßvarianten verglichen mit der eines Laders mit externem Bypass dargestellt. Vorauslaß 1 entspricht dem im Versuchsmodell realisierten Vorauslaß (Bild 8), während Vorauslaß 2 einen etwa doppelt so großen Ventilquerschnitt aufweist wie der Vorauslaß 1. Vergleichbar mit der Bypassvariante kann auch mit einem Vorauslaß im unteren Teillastbereich der geförderte Massenstrom nur mit Hilfe einer zusätzlichen vorgeschalteten Drossel genug gesenkt werden. Der Wirkungsbeginn der Drosselklappe ist durch den Gradientenwechsel bei Massenstromverhältnissen kleiner 0,8 gekennzeichnet.

Mit Hilfe eines Vorauslasses läßt sich die erforderliche Antriebsleistung aber bei hoher Last (oberer Massenstrombereich) unter die der Bypassvariante senken. Im unteren Lastbereich wird etwa die gleiche Antriebsleistung erforderlich wie beim Einsatz eines Bypasses.

Im Vergleich zu einem Steuerschieber läßt sich ein Ventil mit deutlich weniger Aufwand realisieren.

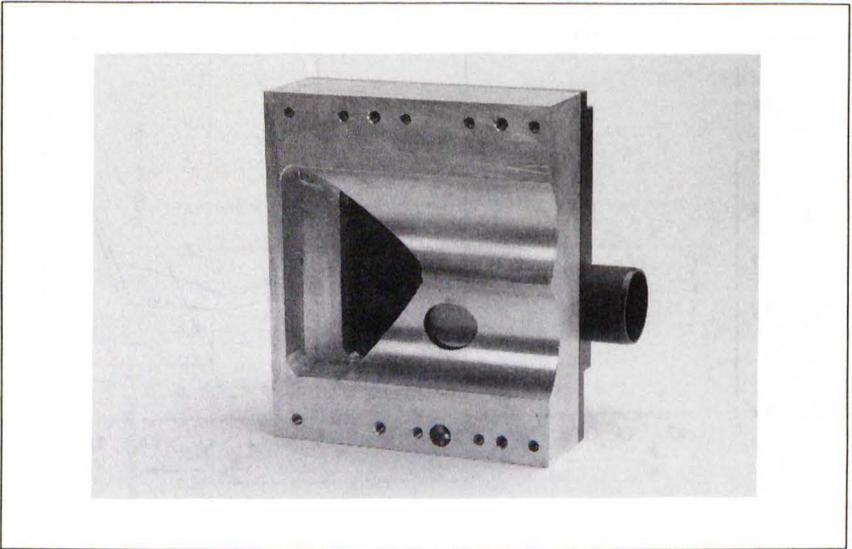


Bild 9: Wechselplatte mit internem Bypassventil

Fig 9: Inter changeable plate with internal bypass valve

Im Hinblick auf eine Senkung der erforderlichen Antriebsleistung im Teillastbetrieb ist ein Schraubensacklader mit Nacheinlaß von Interesse.

Im unteren Lastbereich (kleines Massenstromverhältnis) kann mit Hilfe dieser vergleichsweise einfachen Konstruktion der Energieeinsatz für den Laderantrieb im Teillastfall gesenkt oder ganz vermieden werden, [Bild 10d](#).

Der höhere Leistungsbedarf im oberen Lastbereich (großes Massenstromverhältnis) ist aufgrund des eher seltenen Betriebes des Antriebssystems in diesem Bereich zu tolerieren.

Es soll an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, daß für die Ventilvarianten noch ein großes Optimierungspotential besteht.

Die aus [Bild 11](#) herleitbaren Wirkungsgradverbesserungen des Gesamtsystems sind daher insbesondere bei diesen Varianten noch weiter zu steigern.

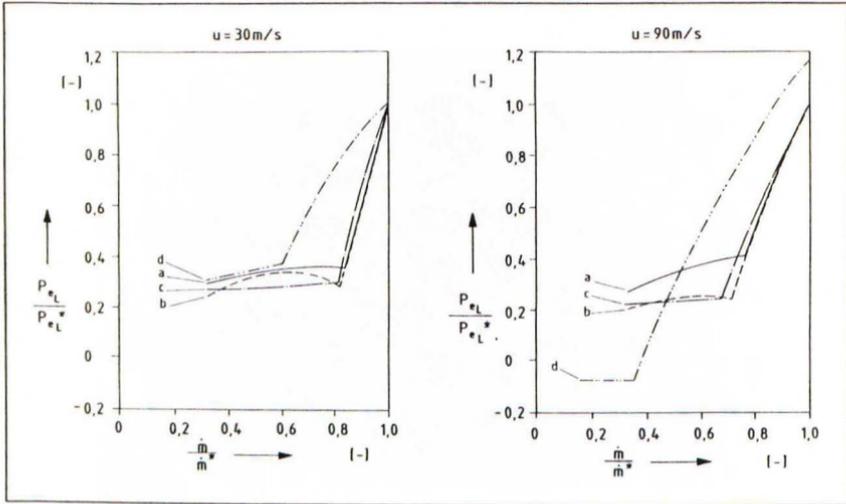


Bild 10: Bezogene Antriebsleistung P_{eL} / P_{eL}^* eines Schraubenladlers mit unterschiedlichen Steuereinrichtungen als Funktion des bezogenen Massenstromes \dot{m} / \dot{m}^* bei ausgewählten Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeiten u

(Bezogen auf die Kenngrößen des ungesteuerten Prototyppladers bei der angegebenen Umfangsgeschwindigkeit u)

a: Vorauslaß 1 (Bohrungsfläche kleiner als bei b)

b: Vorauslaß 2

c: externer Bypass zum Vergleich

d: Nacheinlaß (Laufrichtung getauscht, 2/3 Spalthöhe)

(bei niedriger Last mit zusätzlicher saugseitiger Drosselung)

Fig. 10: Referred power required P_{eL} / P_{eL}^* of a screw-type supercharger with different control systems as function of referred massflow \dot{m} / \dot{m}^*

(Values referred to the values of the uncontrolled prototype supercharger at the indicated circumferential speed u)

a: preliminary exhaust 1 (area of borehole less than b)

b: preliminary exhaust 2

c: external bypass

d: resuction (direction of course changed; 2/3 gap)

(at low load additional throttle at suction side)

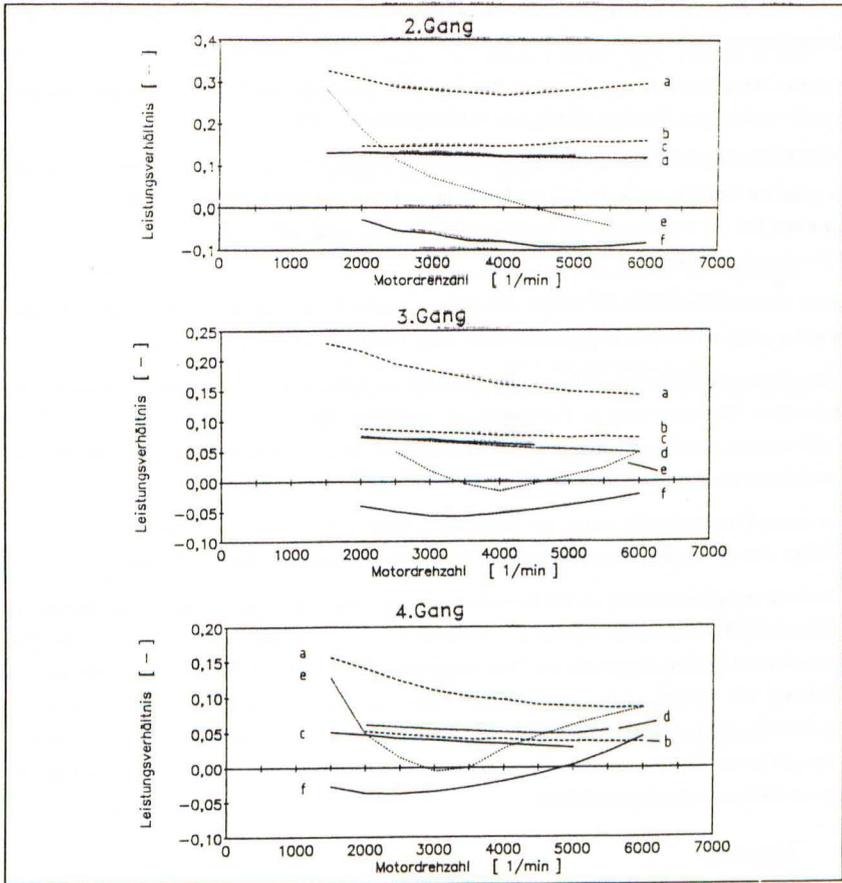


Bild 11: Verhältnis der Lader- und Motorleistung eines Fahrzeuges mit unterschiedlichen Schraubenladervarianten in verschiedenen Getriebegängen bei Konstantfahrt

- | | |
|-----------------------------------|---|
| a: saugseitige Drosselung | b: Vorauslaß 1 " (Bohrungsfläche kleiner als bei d) |
| c: externer Bypass " | d: Vorauslaß 2 " |
| e: Nacheinlaß 3 (2/3 Spalthöhe) " | f: variables Getriebe |
- (": bei geringer Last zusätzlich mit saugseitiger Drossel)

Fig. 11: Supercharger power to engine power ration of a motor vehicle with different screw-type supercharger in different gears at constant speed

- | | |
|---|---|
| a: throttle at suction side | b: preliminary exhaust 1 " (area of borehole less than d) |
| c: external bypass " | d: preliminary exhaust 2 " |
| e: resuction " (direction of course changed, 2/3 gap) | f: continuously variable drive |
- (": at low load additional throttle at suction side)

Im Bild 11 dargestellt ist das Verhältnis der Laderantriebsleistung und der Motorleistung, die für ein Beispielfahrzeug auf ebener Strecke bei konstanter Geschwindigkeit benötigt wird.

Negative Werte kennzeichnen diejenigen Betriebspunkte, bei denen ein Teil der Ansaugluftenthalpie genutzt werden kann, um einen Beitrag zum Fahrzeugantrieb zu leisten.

Mit Hilfe des über ein Getriebe mit variable Übersetzung angetriebenen Laders ist es möglich, nahezu im gesamten Betriebsbereich, in dem das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit fährt, über den Lader einen Teil der Antriebsleistung bereitzustellen. Es kann so der erforderliche Brennstoff um bis zu 10% vermindert werden.

Hierin nicht eingerechnet ist der Minderverbrauch an Brennstoff, der sich aus der Wirkungsgradsteigerung des aufgeladenen Motors gegenüber einem nennleistungsgleichen Saugmotor ergibt.

Unter diesem Aspekt sind auch die anderen Varianten zur Schraubenladersteuerung zu betrachten. In empirischen Untersuchungen an Fahrzeugen mit mechanisch aufgeladenen Motoren wurde im Vergleich zu einem mit Saugmotor angetriebenen Fahrzeug mit gleichen Fahreigenschaften ein bis zu 20% verminderter Kraftstoffverbrauch ermittelt /11/, /12/.

Bei diesen Untersuchungen wurde der mechanische Lader über eine Kupplung im Bedarfsfall zugeschaltet, erforderte somit im unteren bis mittleren Lastbereich also keine Antriebsleistung.

Die zuvor im Zusammenhang mit der Getriebevariante genannte erforderliche Beschleunigungsleistung im Zuschaltfall war auch hier erforderlich, wurde aber nicht als besonders nachteilig empfunden. Mit einem Schraubenlader, ausgerüstet mit Steuerungseinrichtungen die bei Teillast keine Antriebsleistung erfordern, z.B. Schraubenlader mit Nacheinlaß, lassen sich etwa gleich hohe Minderverbräuche an Kraftstoff realisieren. Ohne Zweifel bleibt im Hinblick auf die Energiewandlungsgüte ein Schraubenlader mit einem Getriebe variabler Übersetzung die beste Variante. Minderverbräuche an Kraftstoff von ca. 30% sind hiermit zu realisieren.

4. Literatur:

- | | | |
|-----|---|---|
| /1/ | Hiereth, H. | Eignungsabschätzung neuer Aufladesysteme für Fahrzeugmotoren
Motortechnische Zeitschrift (1985), S. 397-402 |
| /2/ | Wiedemann, B.
Kuck, H.-A. | Mechanische Aufladung - Steuerung, Regelung und Applikationsbeispiele
1. Aachener Kolloquium 10/1987 |
| /3/ | Zloch, N.
Förster, A. | Mechanische Aufladung mit KKK-Ro-Lader im Vergleich zur Turboaufladung am Beispiel eines Pkw-Dieselmotors
Tagung: Aufladung von Verbrennungsmotoren, Essen, 1988 |
| /4/ | Wiedemann, B.
Willmann, B.
Rottenkolber, P. | Das Öko-Polo Antriebskonzept
Motortechnische Zeitschrift 52 (1991), S. 60-65 |

- /5/ Förster, H.-J. Entwicklungsreserven des Verbrennungsmotors zur Schonung der Umwelt
Automobiltechnische Zeitschrift 93 (1991), S. 258-272, S. 352
- /6/ Uthoff, L. Development of the Eaton Supercharger,
Yakimow, J. SAE paper 870355
- /7/ Schnabel, W. Neuer Sprintex-Lader von FTD, Schottland, Motortechnische Zeitschrift 48, (1987) 2 S. 75-76
- /8/ N.N. Saurer Supercharger
Automobile Engineer, 12/1956
- /9/ Rausch, H. Drehzahlgeregelte Schraubenkompressoren mit Elektroantrieb,
Wolters, K. VDI Berichte Nr. 859, VDI-Verlag Düsseldorf, 1990
Schüler, R.
- /10/ Piatkowski, R. Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers
Dissertation Universität Dortmund, 1992, VDI Fortschrittberichte Reihe 12, Band 186
- /11/ Buike, J. Supercharging for Fuel Economy
Davis, J. SAE paper 810006
Marsh, J.
Ryder, L.
- /12/ Walzer, P. Aufladesysteme für PKW-Antriebe
Emmenthal, K.-D. Automobil-Industrie 4/1982, S. 425-432
Rottenkolber, P.