

## Optimierung geometrischer und thermodynamischer Kenngrößen von Schraubenladern

K. Kauder, N. Weckes, Dortmund

(Diese Arbeit wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert)

### Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden verschiedene Geometriegrößen eines Schraubenladers mit Hilfe von Simulationsprogrammsystemen hinsichtlich ihres Einflusses auf die Motor-Lader-Zusammenarbeit überprüft. Die Ergebnisse verdeutlichen, daß sich die Geometrieparameter eines Schraubenladers von den bisher im Kompressorenbau üblichen Werten unterscheiden müssen, will man das Potential der Schraubenmaschine im Bereich der Verbrennungsmotoraufladung nutzen.

### Abstract

In this subscription several geometry parameters of a screw-type supercharger are investigated with regard to their influence on the engine-supercharger-cooperation. The results of the computations show, that the geometry of screw-type superchargers must differ from the geometry of screw compressors, because of the special demands of supercharged engines.

### 1. Einleitung

Zur Steigerung der auf den Hubraum bezogenen Wellenarbeit von Verbrennungsmotoren kommen nur die Verfahren zur Anwendung, die den effektiven Mitteldruck erhöhen. Eine Erhöhung des effektiven Mitteldruckes ist bei einem bereits optimierten Motor und bei vorgegebener Kraftstoffart primär über eine Anhebung der Dichte der vom Motor angesaugten Ladung möglich. Die Dichtesteigerung erfolgt hauptsächlich durch den Einsatz unterschiedlicher Aufladeaggregate, die grob in mechanische Lader und in Maschinen mit Abgasausnutzung, sogenannte Abgasturbo-Lader unterteilt werden können.

In der Literatur zur mechanischen Aufladung von Verbrennungsmotoren finden in letzter Zeit vermehrt Konzepte Erwähnung, die sich mit der Entwicklung von Schraubenladern beschäfti-

gen, [1] bis [3]. Bei Vergleichen mit anderen, zum Teil schon am Markt etablierten, mechanischen Ladern wird häufig die unzureichende Abstimmung des Schraubenladerkennfeldes auf die Anforderungen der Verbrennungsmotoraufladung bemängelt, [4].

Vor diesem Hintergrund ergibt sich auch die Fragestellung, wie die Geometrie eines an die spezifischen Anforderungen der Verbrennungsmotoraufladung angepaßten Laders gewählt werden muß, um eine hohe Energiewandlungsgüte der Motor-Schraubenlader-Kombination zu erreichen. Zur Auswahl einer für die Verbrennungsmotoraufladung *optimalen Schraubenladergeometrie* muß dabei die Auswirkung aller für die Energiewandlung wesentlichen Ladergeometrieparameter, sowohl auf das Kennfeld des Laders als auch auf das Verhalten der Motor-Schraubenlader-Kombination, bekannt sein.

Aufgrund der Vielzahl der variablen Parameter ist eine experimentelle Untersuchung aus Zeit- und Kostengründen nicht ratsam, da z.B. für jede Rotorgeometrieänderung zumindest ein neues Rotorpaar, teilweise zusätzlich auch ein neues Ladergehäuse anzufertigen wäre. Deshalb erfolgt die Untersuchung der Ladergeometriekenngrößen mit Hilfe eines Simulationsprogrammsystems, das das Verhalten des Laders und das Verhalten der Motor-Lader-Kombination in wesentlichen Punkten realitätsnah abbildet.

Ohne auf das Simulationssystem an dieser Stelle näher einzugehen, siehe dazu [5], werden die bei der Variation zweier charakteristischer Rotorgeometrieparameter erhaltenen Simulationsergebnisse nachfolgend diskutiert.

## **2. Anforderungsprofil eines Schraubenladers**

Bevor eine Optimierung der Schraubenladergeometrie erfolgen kann, müssen sowohl die gewünschten Eigenschaften des aufzuladenden Motors als auch die daraus folgenden Anforderungen an den Lader bekannt sein.

Aus Prognosen der Automobilindustrie [6] zur zukünftigen Entwicklung von Kraftfahrzeugantrieben läßt sich unter anderem die Forderung nach Motoren mit hohen, schnell verfügbaren Drehmomenten bei gleichzeitigem Einhalten niedriger Schadstoffgrenzwerte und hoher Gesamtwirkungsgrade ablesen. Das primäre Einsatzgebiet der aufgeladenen Motoren liegt in erster Linie bei den Fahrzeugen, wo eine Hubraumvergrößerung aus räumlichen Gründen nicht möglich ist und wo das Fahrzeuggewicht praktisch unverändert bleiben soll.

Das Ziel bei der Entwicklung eines Aufladeaggregates sollte darin liegen, beim aufgeladenen Motor ein Funktionsverhalten zu realisieren, das dem eines leistungsgleichen Saugmotors entspricht oder sogar Verbesserungen ergibt. Die Hauptkriterien, nach denen ein aufgeladener Motor beurteilt wird, sind ein schneller Drehmomentanstieg bei Laststeigerungen, ein

kontinuierlicher und auf möglichst hohem Niveau liegender Drehmomentverlauf bei Vollast sowie niedrige spezifische Kraftstoffverbräuche bei Voll- und 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 ableiten:

- hoher Liefergrad, insbesondere bei niedrigen Drehzahlen,
- hoher Gesamtwirkungsgrad,
- einfache Regelungsmöglichkeit zur Anpassung des Ladedrucks an das Lastprofil,
- kleines Massenträgheitsmoment,
- kleines Bauvolumen, gute Adaptionenmöglichkeit an den Motorabtrieb,
- niedrige bzw. angepaßte Geräuschemission,
- geringe Herstellungskosten und
- Möglichkeit einer weitgehend automatisierten Fertigung und Qualitätssicherung.

Das Hauptziel dieser Untersuchung liegt in der *Optimierung der Energiewandlungsgüte* des Schraubenladers, also in der Erfüllung der beiden ersten Anforderungen. Dazu wird der Einfluß unterschiedlicher Ladergeometrieparameter auf den Energiewandlungsmechanismus des ungesteuerten, adiabaten Schraubenladers untersucht.

Bei den im realen Anwendungsfall zum Einsatz kommenden Schraubenladern wird es sich sicherlich um Maschinen handeln, die mit Steuereinrichtungen zur Anpassung an das Teillastverhalten des Motors ausgerüstet sind. Allerdings wird der gesteuerte Lader immer auf einen optimal ausgelegten, ungesteuerten Schraubenlader zurückführbar sein müssen. Daher liegt das erste Ziel der Schraubenladerentwicklung in der Untersuchung einer optimalen Geometrie des ungesteuerten Schraubenladers, für die dann, in einem zweiten Schritt, ein Teillastkonzept als Gesamtziel der Auslegung gefunden werden muß, [7].

### 3. Problem der Vergleichbarkeit der Schraubenlader

Soll die Auswahl eines an die spezifischen Anforderungen der Verbrennungsmotoraufladung optimal angepaßten Schraubenladers durch einen Vergleich verschiedener, geometrisch modifizierter Maschinen erfolgen, so müssen zunächst die Voraussetzungen festgelegt werden, unter denen die Maschinen vergleichbar sein sollen. Dazu gehört, daß die zu diskutierenden Lader auf die gleichen Anlagendaten normiert werden, um Einflüsse, die aufgrund eingeschränkter Ähnlichkeiten zu einer Veränderung der Laderkennwerte führen, zu vermeiden. Die eingeschränkte Ähnlichkeit macht sich z.B. dadurch bemerkbar, daß die Spaltlängen bei einer *Schraubenladervergrößerung unterproportional* zum Hubvolumen der Maschine steigen und der Lader damit "relativ dichter" wird. Ein Vergleich dieses Laders mit einem kleineren, ähnlichen Pendant führt möglicherweise zu Fehlinterpretationen des Energieumsatzes.

Zur Vermeidung derartiger Trugschlüsse müssen daher bei allen zu vergleichenden Ladern die Randbedingungen, d.h. sowohl das anliegende Druckverhältnis  $\Pi$  als auch der theoretisch förderbare Volumenstrom  $V_{th}$  gleich groß sein.

Eine den Maschinenbetrieb beschreibende Größe, die großen Einfluß auf die Energieumwandlungsgüte des Schraubenladers hat, ist die Umfangsgeschwindigkeit der Rotoren. Um ihren Einfluß beim Vergleich der verschiedenen Lader zu eliminieren, wird die *maximale Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit aller Lader konstant gesetzt*. Aus dem gleichen Grund werden die *Spalthöhen sämtlicher Lader ebenfalls konstant gehalten*. Diese Annahme wird dadurch einsichtig, daß sich die hauptsächlich von der Fertigungsgenauigkeit beeinflussten Spalthöhen einerseits in dem hier betrachteten Bereich nur geringfügig mit der Maschinengröße ändern und andererseits die Maschinenhauptabmessungen, aufgrund der Bedingungen  $V_{th} = \text{const}$  und  $u_{HR, \max} = \text{const}$ , bei den meisten Parametervariationen lediglich innerhalb relativ enger Grenzen variieren.

Somit ergeben sich für alle zu untersuchenden Lader die in Tabelle 1. aufgeführten Vergleichsbedingungen:

$\Pi = \text{const}$	$u_{HR, \max} = \text{const}$
$h_{SP} = \text{const}$	$V_{th} = \text{const}$

Tab. 1: Vergleichsladerkonstanten

Chart 1: Standardization of the compared screw-type superchargers

### 4. Geometrievariationen

#### 4.1 Variation des Umschlingungswinkels

Zur Untersuchung des Umschlingungswinkeleinflusses werden die Rotorpaare so variiert, daß sie sich lediglich in ihren Umschlingungswinkeln unterscheiden. Die Zähnezahlen, das Längendurchmesser-Verhältnis  $L/D$  sowie die Profilkonturen sämtlicher Rotoren bleiben konstant. Bild 1 zeigt exemplarisch drei Rotorpaare mit unterschiedlichen Umschlingungswinkeln.

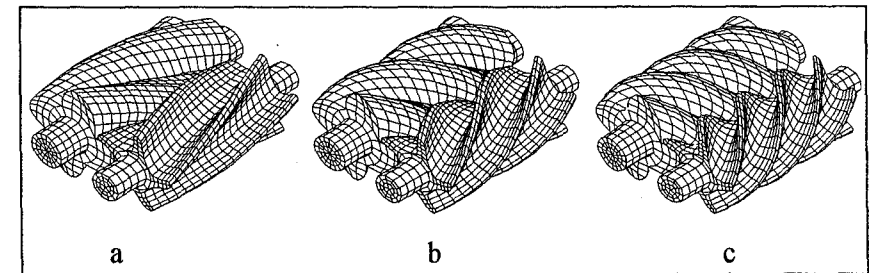


Bild 1: Rotorpaare mit unterschiedlichen Hauptrotorumschlingungswinkeln  $\varphi_{HR}$

Fig. 1: Pairs of rotors with different mail rotor wrap angles  $\varphi_{HR}$

a:  $\varphi_{HR} = 100^\circ$

b:  $\varphi_{HR} = 200^\circ$

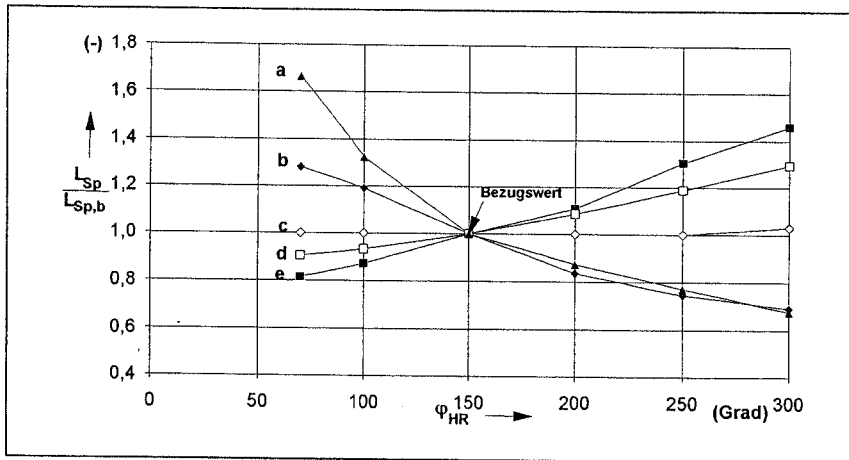
c:  $\varphi_{HR} = 300^\circ$

#### 4.1.1 Auswirkungen auf das Laderverhalten

Die Änderung des Umschlingungswinkels unter den zuvor beschriebenen Bedingungen führt zu einer *Änderung fast aller Spaltlängen*.

Mit abnehmendem Umschlingungswinkel nehmen sowohl die maximale Länge des Profileingriffsspalt als auch die Größe der Blaslochöffnung zu. Der Grund liegt in der mit abnehmendem Umschlingungswinkel zunehmenden Rotorsteigung. Dadurch stehen die Zahnflanken von Haupt- und Nebenrotor in einem spitzeren Winkel zueinander, eine längliche Verzerrung und damit eine Vergrößerung des Profileingriffsspalt und der Kopfrundungsöffnung ist die Folge.

Ein entgegengesetztes Verhalten zeigen die Gehäusespaltlängen von Haupt- und Nebenrotor, die bei kleineren Umschlingungswinkeln in dem gleichen Maße wie die Längen der Rotorzahnkopflinien abnehmen, während die Längen des Stirnspalt über dem gesamten Umschlingungswinkelbereich nahezu unverändert bleiben, Bild 2.



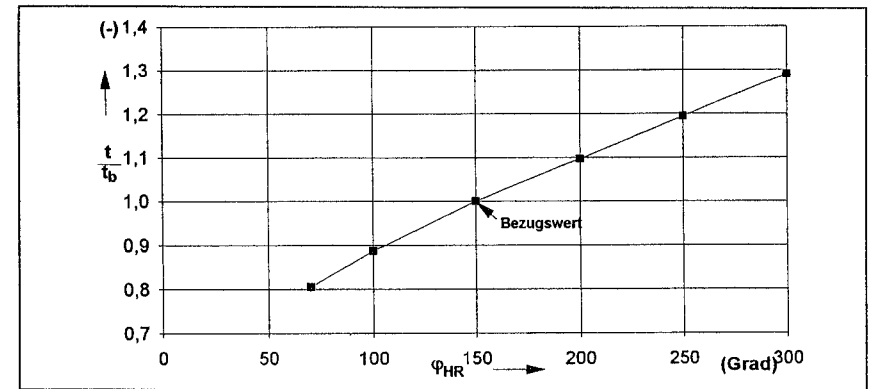
**Bild 2:** Bezogene Spaltlängen als Funktion des Umschlingungswinkels  $\phi_{HR}$   
 Bezugswert: Umschlingungswinkel  $\phi_{HR}=150^\circ$

**Fig. 2:** Referred alteration of clearance length versus wrap angle  $\phi_{HR}$   
 Reference value: wrap angle  $\phi_{HR}=150^\circ$

- |    |                         |                                |
|----|-------------------------|--------------------------------|
| a: | Kopfrundungsöffnung     | blow hole                      |
| b: | Profileingriffsspalt    | profile meshing clearance      |
| c: | Stirnspalt              | front clearance                |
| d: | Gehäusespalt Nebenrotor | housing clearance female rotor |
| e: | Gehäusespalt Hauptrotor | housing clearance male rotor   |

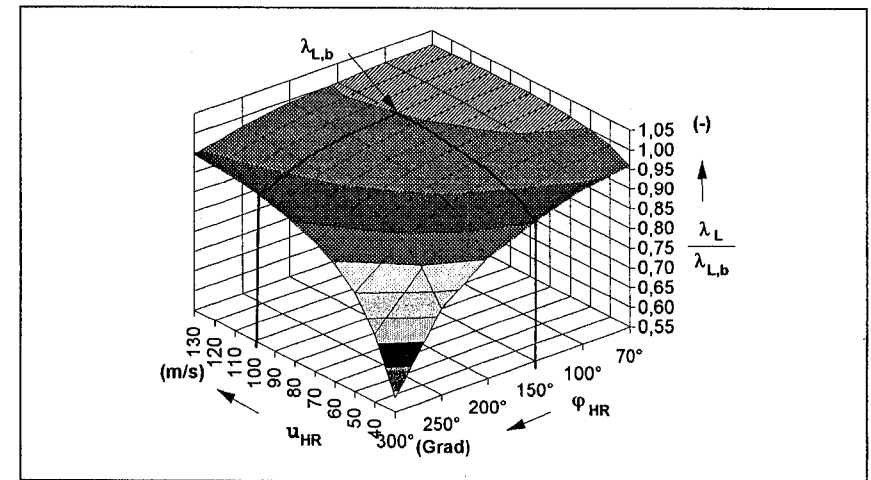
Für die Größe der im Schraubenlader auftretenden Spaltmassenströme und damit für die Güte der Energiewandlung ist neben der Länge sämtlicher Spalte auch der Zeitabschnitt, der den Spaltmassen für das Überströmen in die nachlaufende Arbeitsräume zur Verfügung steht, von mitentscheidender Bedeutung. Vergleicht man die Verdichtungszeiten der verschiedenen, im Umschlingungswinkel variierten Lader, erkennt man eine deutliche Zeitverkürzung bei kleineren Umschlingungswinkeln, die sich durch den *geänderten Verlauf der Volumenkurven* ergibt, Bild 3.

Die *Auswirkungen der Umschlingungswinkelvariation* auf den Liefergrad des Schraubenladers, die sich aus der Überlagerung der Spaltlängenänderungen und der Änderung der Verdichtungszeiten ergeben, sind in Bild 4 dargestellt.



**Bild 3:** Bezogene Verdichtungszeitänderung als Funktion des Umschlingungswinkels  $\phi_{HR}$   
 Bezugswert: Umschlingungswinkel  $\phi_{HR}=150^\circ$

**Fig. 3:** Referred compression time alteration versus wrap angle  $\phi_{HR}$   
 Reference value: wrap angle  $\phi_{HR}=150^\circ$



**Bild 4:** Bezogener Liefergradverlauf  $\lambda_L/\lambda_{L,b}$  als Funktion des Umschlingungswinkels  $\phi_{HR}$  und der Umfangsgeschwindigkeit des Hauptrotors  $u_{HR}$

**Fig. 4:** Referred delivery rates  $\lambda_L/\lambda_{L,b}$  as a function of wrap angle  $\phi_{HR}$  and male rotor peripheral speed  $u_{HR}$

Aufgrund der Festlegung des maximalen Ladedruckes zu 1,8 bar wird das über dem Lader anliegende Druckverhältnis bei allen Berechnungen der Ladereinzelkennlinien zu  $\Pi=1,8$  gewählt.

Es zeigt sich eine Zunahme des Liefergrades bei abnehmenden Umschlingungswinkeln, was darauf schließen läßt, daß die Verkürzung der Arbeitsspielzeiten zusammen mit der Verkleinerung der Gehäusespalte die Vergrößerung des Profileingriffspaltes und der Kopfrundungsöffnung mehr als kompensiert.

Die Liefergradunterschiede sind primär im unteren Umfangsgeschwindigkeitsbereich deutlich. Mit zunehmender Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit steigt das Liefergradniveau aufgrund der kürzer werdenden Arbeitsspielzeiten an, die Differenzen bei den unterschiedlichen Umschlingungswinkeln sind damit weniger prägnant.

Eine andere Kenngröße zur Beschreibung der Energiewandlungsgüte des Laders ist das Arbeitsflächenverhältnis  $W_s/W_i$ . Das Arbeitsflächenverhältnis vergleicht die Arbeitsfläche einer isentropen Verdichtung mit der Arbeitsfläche, die sich bei der Verdichtung unter Berücksichtigung der Spaltmassenströme und Ladungswechselverluste ergibt. Damit beschreibt es sowohl die während des Verdichtungs Vorganges infolge der Spaltmassenströme hervorgerufene Druckverlaufsanhebung als auch die Drucküberhöhung am Verdichtungsende, die durch nicht angepaßte Verdichtungsverhältnisse und durch Drosselungen beim Ausschleiben der komprimierten Ladung hervorgerufen wird, Bild 5.

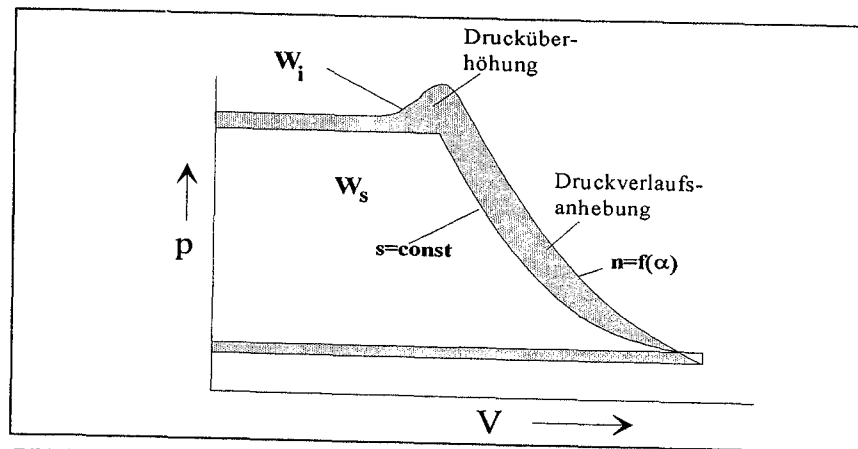


Bild 5: Isentrope und indizierte Arbeitsflächen  
Fig. 5: Isentropic and indicated working plane

Trägt man die Arbeitsflächenverhältnisse als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit auf, so nehmen Graphen mit steigenden Umschlingungswinkeln größere Werte an und weisen damit ein dem Liefergradverlauf entgegengesetztes Verhalten auf, Bild 6. Bemerkenswert ist auch der konträre Verlauf der Arbeitsflächenverhältnisse als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit. Während die Kurven bei Umschlingungswinkeln bis ca  $100^\circ$  über der Umfangsgeschwindigkeit degressiv verlaufen, steigen die Verläufe bei größeren Umschlingungswinkeln mit der Umfangsgeschwindigkeit an.

Ursache für dieses Verhalten ist die Abhängigkeit der Auslaßfläche vom Umschlingungswinkel des Laders, aus der bei konstantem innerem Volumenverhältnis eine *starke Auslaßflächenverringering mit fallenden Umschlingungswinkeln* resultiert.

Die Größe dieser Auslaßfläche ist bei konstanten Volumenströmen mitentscheidend für die *Drosselung beim Ausschleiben* des verdichteten Fluids und beeinflusst damit den Verlauf der Arbeitsflächenverhältnisse maßgeblich. Bei niedrigen Umschlingungswinkeln kommt es infolge der kleinen Auslaßflächen zu einer starken Drucküberhöhung beim Ausschleibevorgang und damit zu einer Abnahme des Arbeitsflächenverhältnisses mit steigender Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit, die Energiewandlungsgüte sinkt.

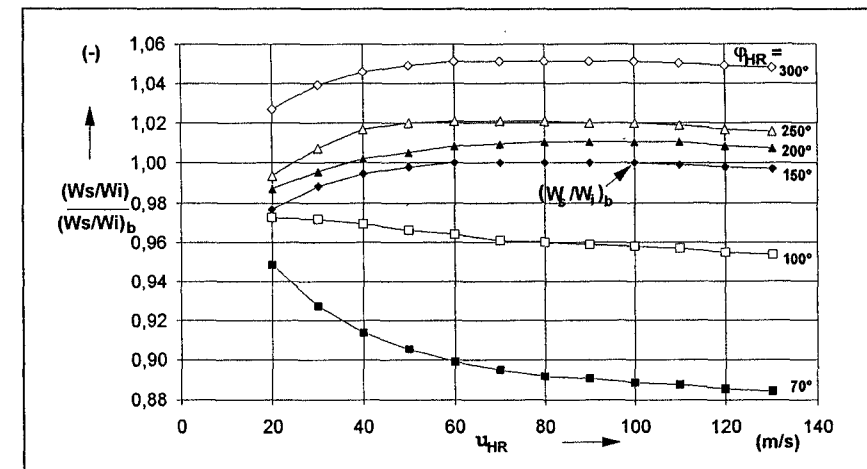


Bild 6: Verlauf des bezogenen Arbeitsflächenverhältnisses als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit  $u_{HR}$

Parameter: Umschlingungswinkel  $\varphi_{HR}$

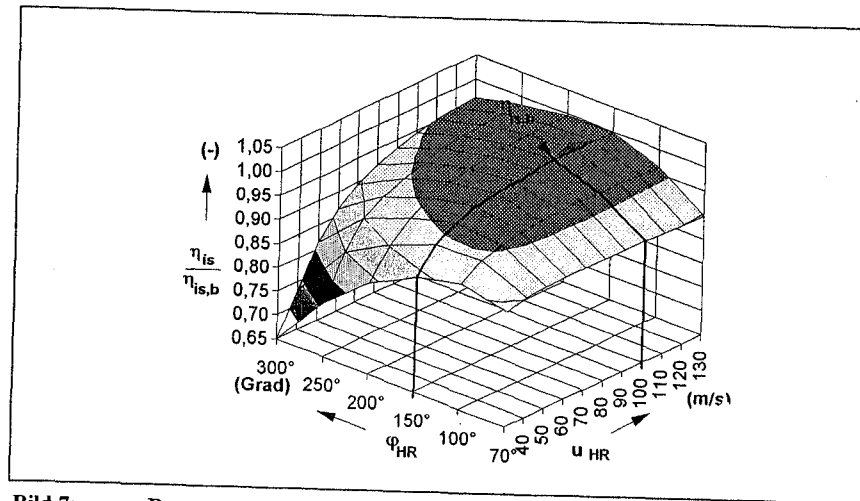
Fig. 6: Ratio of referred isentropic work and indicated technical work versus male rotor peripheral speed  $u_{HR}$

Parameter: Wrap angle  $\varphi_{HR}$

Verstärkt wird dieser Effekt durch die mit *abnehmendem Umschlingungswinkel* bei konstanter Drehzahl kürzer werdenden Arbeitsspielzeiten, die zu einer Vergrößerung der Ausströmgeschwindigkeit und damit zu einer weiteren Erhöhung der Drosselverluste führen. Die bei kleinen Umschlingungswinkeln infolge der Spaltlängenverkürzung beobachtbare Verminderung der Druckverlaufsanhebung verliert mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit gegenüber der Drucküberhöhung an Gewicht, eine Verringerung des Arbeitsflächenverhältnisses und damit des Wirkungsgrades ist die direkte Folge.

Bei *größeren Umschlingungswinkeln* sorgen die größeren Auslaßflächen und die verlängerten Ladungswechselzeiten für eine verringerte Drucküberhöhung und damit für einen Anstieg des Arbeitsflächenverhältnisses. Die Reduzierung der Druckverlaufsanhebung gewinnt dadurch, vor allem im unteren Umfangsgeschwindigkeitsbereich, an Bedeutung und erklärt den hier erkennbaren Anstieg des Arbeitsflächenverhältnisses mit zunehmender Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit.

Die Güte der Energiewandlung ist letztlich gekennzeichnet durch die Multiplikation des Liefergrades mit dem Arbeitsflächenverhältnis. Das Ergebnis ist der schon erwähnte isentrope indizierte Gütegrad  $\eta_{i,s}$ , der bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten eine deutliche Umschlingungswinkelabhängigkeit aufweist, Bild 7.



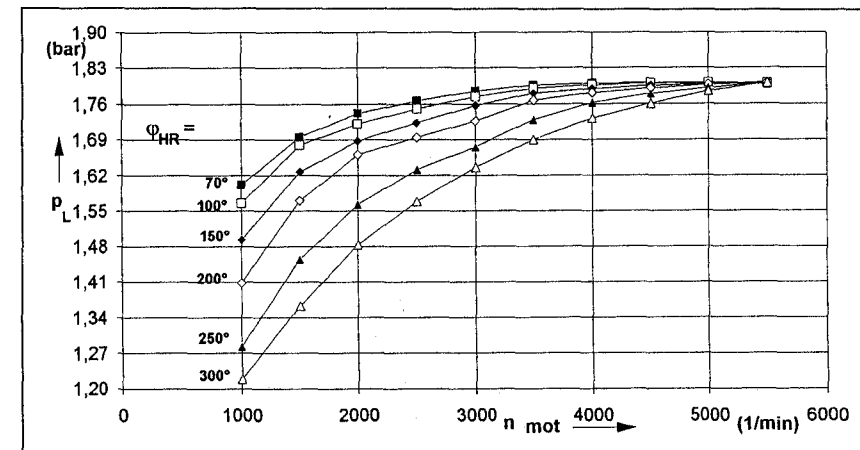
**Bild 7:** Bezogene Gütegradverläufe als Funktion des Umschlingungswinkels  $\phi_{HR}$  und der Umfangsgeschwindigkeit des Hauptrotors  $u_{HR}$   
**Fig. 7:** Referred isentropic indicated efficiency  $\eta_{i,s}$  as a function of wrap angle  $\phi_{HR}$  and main rotor peripheral speed  $u_{HR}$

Der deutliche Gütegradabfall bei großen Umschlingungswinkeln beruht, vergleichbar mit den Liefergradverläufen, auf der Verlängerung der Arbeitsspielzeiten und der Zunahme der Gehäusespaltlängen. Die durch die Drosselung an den druckseitigen Auslaßflächen entstehende Drucküberhöhung macht sich aufgrund der in diesem Umfangsgeschwindigkeitsbereich niedrigen Ausströmgeschwindigkeiten nur wenig bemerkbar, siehe Bild 6, so daß sich das Gütegradmaximum bei einem Umschlingungswinkel von  $100^\circ$  einstellt.

Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit verschiebt sich das Gütegradmaximum zu größeren Umschlingungswinkeln, da der Einfluß der Drucküberhöhung gegenüber der Druckverlaufsanhebung an Bedeutung gewinnt. Bei dem für die Berechnungen konstant gehaltenem Anlagendruckverhältnis von  $\Pi=1,8$  erhält man den *optimalen Umschlingungswinkel* von  $150^\circ$  bei maximaler Umfangsgeschwindigkeit von 130 m/s.

#### 4.1.2 Auswirkungen des Laderverhaltens auf die Motor-Lader-Kombination

Die Ladedruckverläufe der sich nur im Umschlingungswinkel des Laders unterscheidenden Motor-Lader-Kombinationen entsprechen prinzipiell den Verläufen des Liefergrades. Mit abnehmendem Umschlingungswinkel zeigt sich, hauptsächlich bei niedrigen Motordrehzahlen, eine Erhöhung der erreichbaren Ladedrücke, Bild 8.



**Bild 8:** Ladedruckverläufe  $p_L$  als Funktion der Motordrehzahl  $n_{mot}$   
 Parameter: Umschlingungswinkel  $\phi_{HR}$   
**Fig. 8:** Boost pressure curves  $p_L$  versus engine speed  $n_{mot}$   
 Parameter: Wrap angle  $\phi_{HR}$

Die mit zunehmender Motordrehzahl geringer werdenden Differenzen sind dadurch begründet, daß der maximale Ladedruck von 1,8 bar als Restriktion vorgegeben ist und alle Lader durch eine *proportionale Längen- und Durchmesseränderung* so an den Motor angepaßt wurden, daß sie diesen Druck jeweils gerade erreichen. Die auf den Lader mit einem Umschlingungswinkel von 150° bezogenen Durchmesseränderungen  $\Delta D_{HR}$  des Hauptrotors als Funktion des Umschlingungswinkels zeigt Tabelle 2.

$\varphi_{HR}$	70°	100°	150°	200°	250°	300°
$\Delta D_{HR}$	0,993	0,996	1	1,003	1,012	1,027

**Tabelle 2:** Bezogene Durchmesseränderung  $\Delta D_{HR}$  des Hauptrotors als Funktion des Umschlingungswinkels  $\varphi_{HR}$

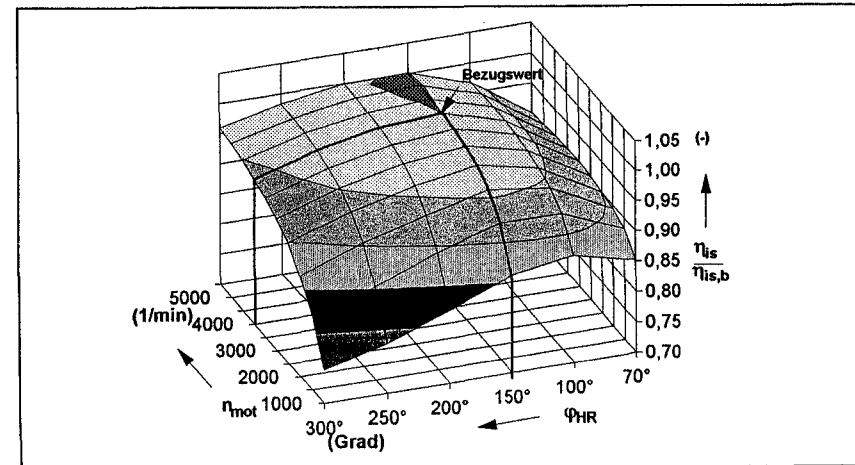
**Chart 2:** Referred diameter alteration  $\Delta D_{HR}$  as a function of the wrap angle  $\varphi_{HR}$

Man erkennt die mit zunehmendem Umschlingungswinkel zur Erzielung des gleichen maximalen Ladedruckes *notwendige Durchmesserervergrößerung*, die bei geringen Motordrehzahlen aufgrund der schlechteren Liefergrade dieser Lader trotzdem zu niedrigeren Ladedrücken führt. Um eine Aussage über die Energiewandlungsgüte des Laders zu erhalten, sind in Bild 9 die isentropen indizierten Gütegrade des Laders für verschiedene Umschlingungswinkel als Funktion der Motordrehzahl aufgetragen.

Die hier dargestellten Gütegradverläufe unterscheiden sich von den in Kapitel 4.1 gezeigten dadurch, daß die Laderdrehzahlen an den Motordrehzahlbereich angepaßt sind und daß sich die Laderdrücke als betriebspunktabhängige Größen der Zusammenarbeit Motor-Lader einstellen, also kein konstantes Druckverhältnis vorliegt.

Man erkennt bei niedrigen Motor- und damit auch Laderdrehzahlen eine Dominanz des Liefergrades in der Energiewandlungsgüte des Laders, die dazu führt, daß die gütegradoptimalen Umschlingungswinkel kleine Werte annehmen. Allerdings macht sich auch in diesem Drehzahlbereich bereits die Drucküberhöhung aufgrund der Drosselung an den druckseitigen Steuerkanten bemerkbar, dadurch aber fallen die Gütegrade bei Umschlingungswinkeln, die kleiner als 100° sind, wieder ab.

Mit zunehmender Motordrehzahl verstärkt sich die annähernd quadratisch mit der Motordrehzahl zunehmende Ausschleifdrosselung, wohingegen der Liefergradeinfluß, wegen der insgesamt abnehmenden Arbeitsspielzeiten, an Gewicht verliert. Als direkte Folge dieser Wirkungen verschiebt sich das Gütegradoptimum bei zunehmender Motordrehzahl zu Maschinen, die größere Umschlingungswinkel und damit auch größere Auslaßflächen besitzen.



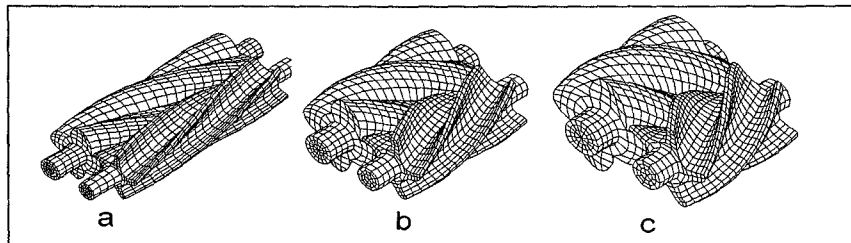
**Bild 9:** Bezogener Gütegradverlauf  $\eta_{is}/\eta_{is,b}$  als Funktion des Umschlingungswinkels  $\varphi_{HR}$  und der Motordrehzahl  $n_{mot}$

**Fig. 9:** Referred isentropic indicated efficiency  $\lambda_{is}/\lambda_{is,b}$  as a function of wrap angle  $\varphi_{HR}$  and engine speed  $n_{mot}$

Ein gütegradoptimaler Umschlingungswinkel läßt sich aus diesen Gründen nicht für den gesamten Drehzahlbereich der Motor-Lader-Kombination, sondern nur für jeweils eine Drehzahl angeben. Der optimale Bereich des Umschlingungswinkels liegt unter den hier getroffenen Voraussetzungen (maximaler Ladedruck  $p_L=1,8$  bar, maximale Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit des direkt gekoppelten Laders  $u_{HR}=120$  m/s) zwischen Werten von ca. 100° bei niedriger Motordrehzahl und 150° bei maximaler Motordrehzahl.

#### 4.2 Variation des Längen-Durchmesser-Verhältnisses

Die Variation des Längen-Durchmesser-Verhältnisses  $L/D$  bei gleichzeitiger Konstanz der übrigen Ladergeometrieparameter erfolgt ebenfalls unter der Bedingung, daß sowohl die theoretisch geförderten Volumenströme  $V_{th}$  als auch die maximalen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten  $u_{HR}$  der Lader konstant bleiben. Zur Erfüllung dieser Forderung müssen bei einer  $L/D$ -Änderung sowohl die Rotordurchmesser als auch die Rotorlängen des Laders angepaßt werden. Das Aussehen der im Längen-Durchmesser-Verhältnis veränderten Rotorpaare zeigt Bild 10 beispielhaft für drei  $L/D$ -Verhältnisse.



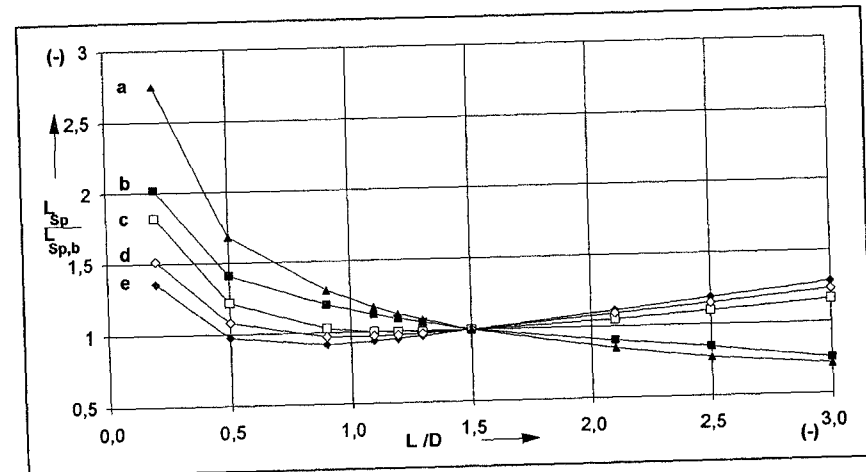
**Bild 10:** Rotorpaare mit unterschiedlichen  $L/D$ -Verhältnissen  
**Fig. 10:** Pairs of rotors with different length-diameter ratios  $L/D$   
 a:  $L/D=1,0$     b:  $L/D=1,5$     c:  $L/D=2,5$

#### 4.2.1 Auswirkungen auf das Laderverhalten

Die Änderung des Längen-Durchmesser-Verhältnisses nimmt, wie die Umschlingungswinkelvariation, Einfluß auf die Länge sämtlicher in der Maschine auftretender Spaltarten. Für den Stirnspalt und die Kopfrundungsöffnung ist mit einer  $L/D$  Verringerung eine stetige Zunahme der Spaltlänge verbunden, **Bild 11**, die in erster Linie durch die Vergrößerung des Hauptrotordurchmessers begründet ist. Die Gehäusespaltlängen des Haupt- und Nebenrotors sowie die Länge des Profileingriffspaltes zeigen ein davon abweichendes Verhalten. Hier kommt es, aufgrund der Überlagerung der axialen und radialen Spaltlängenanteile, zu einem ausgeprägten Spaltlängenminimum bei  $L/D$ -Verhältnissen von ca. 1,0. Bei kleineren  $L/D$ -Verhältnissen führt das überproportionale Anwachsen der radialen Spaltlängenanteile zu einem großen Anstieg der jeweiligen Gesamtpaltlängen, wohingegen es bei großen  $L/D$ -Werten zu einem Spaltlängenanstieg aufgrund der Zunahme der axialen Spaltlängenanteile kommt.

Zur Beurteilung des Einflusses der  $L/D$ -Änderungen auf die Güte der Energiewandlung in der Maschine müssen neben der *Spaltlängenänderung* auch die *Änderungen der Arbeitsspielzeiten* sowie die Unterschiede der *Ladungswechselverluste* betrachtet werden.

Eine Änderung der Arbeitsspielzeiten aufgrund veränderter Volumenkurven tritt, im Gegensatz zur Umschlingungswinkelvariation, bei einer  $L/D$ -Variation nicht auf. Hier besteht, bei sonst konstanten Geometrieparametern, für alle Längen-Durchmesser-Verhältnisse die gleiche Abhängigkeit zwischen der Kammervolumenabnahme  $\Delta V$  und der Rotordrehwinkeländerung  $\Delta\alpha$ .



**Bild 11:** Bezogene Spaltlängen  $L_{Sp}/L_{Sp,b}$  als Funktion des  $L/D$  Verhältnisses  
 Bezugswert:  $L/D=1,5$

**Fig. 11:** Referred alteration of clearance length  $L_{Sp}/L_{Sp,b}$  versus  $L/D$  ratio  
 Reference value:  $L/D=1,5$

a:	Stirnspalt	front clearance
b:	Kopfrundungsöffnung	blow hole
c:	Gehäusespalt Hauptrotor	housing clearance male rotor
d:	Profileingriffsspalt	profile meshing clearance
e:	Gehäusespalt Nebenrotor	housing clearance female rotor

Die Ladungswechselverluste treten überwiegend beim Ausschieben der verdichteten Ladung auf und sind damit u.a. direkt abhängig von der Größe der druckseitigen Auslaßfläche. Der Zusammenhang zwischen dem Längen-Durchmesser-Verhältnis und der Auslaßfläche ist in **Bild 12** dargestellt. Man erkennt eine starke Flächenvergrößerung bei abnehmenden  $L/D$ -Verhältnissen, die in erster Linie durch die Zunahme des Hauptrotordurchmessers begründet ist. Man beachte, daß das innere Volumenverhältnis voraussetzungsgemäß unverändert bleibt.



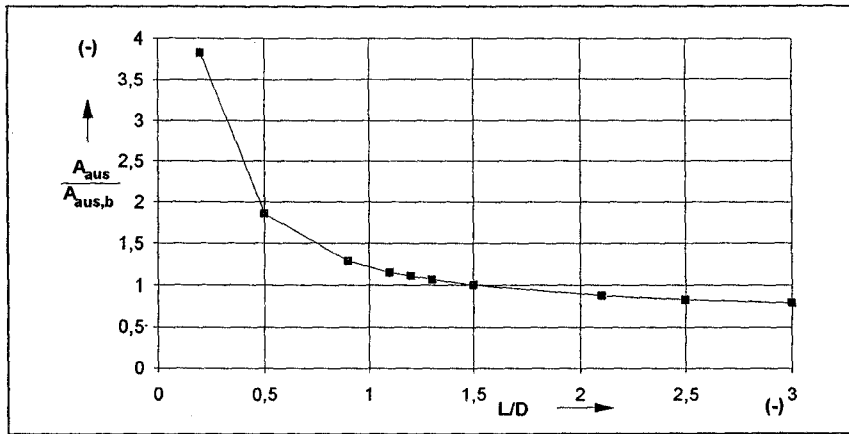


Bild 12: Abhängigkeit der bezogenen maximalen Auslaßfläche  $A_{aus}/A_{aus,b}$  vom Längen-Durchmesser-Verhältnis  $L/D$

Bezugswert:  $L/D=1,5$

Fig. 12: Referred exhaust area  $A_{aus}/A_{aus,b}$  as a function of the  $L/D$  ratio

Reference value:  $L/D=1,5$

Die Abhängigkeit des Laderliefergrades vom Längen-Durchmesser-Verhältnis zeigt Bild 13, in dem der Liefergrad verschiedener Schraubenlader, die sich im Längen-Durchmesser-Verhältnis unterscheiden, als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit aufgetragen ist. Es stellt sich bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten ein quasi umgedrehter Verlauf der Gehäuse- und Profileingriffsspaltlängen ein, was darauf schließen läßt, daß die Längen dieser Spalte die *Haupteinflußgrößen* für das Liefergradverhalten im unteren Umfangsgeschwindigkeitsbereich darstellen.

Mit zunehmender Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit steigt das Liefergradniveau im gesamten  $L/D$ -Bereich aufgrund der sich verkürzenden Arbeitsspielzeiten an. Infolge der stärkeren Liefergradzunahme bei kleinen  $L/D$ -Verhältnissen kommt es dabei zu einer Verschiebung des Liefergradmaximums in den Bereich niedrigerer  $L/D$ -Werte. So liegt beispielsweise der maximale Laderliefergrad bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 80 m/s bereits bei einem Längen-Durchmesser-Verhältnis von  $L/D=0,9$  und verschiebt sich mit weiter steigender Umfangsgeschwindigkeit bis zu Werten von  $L/D=0,5$ .

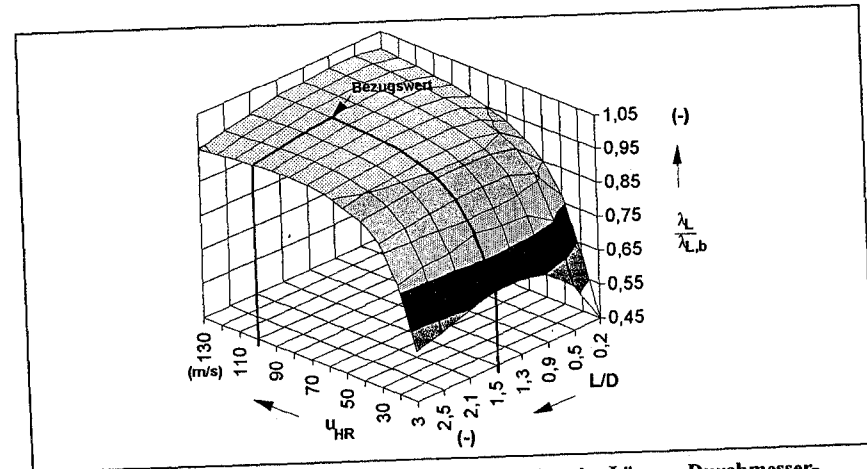


Bild 13: Bezogene Liefergradverläufe als Funktion des Längen-Durchmesser-Verhältnisses  $L/D$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $u_{HR}$

Fig.13: Referred delivery rates as a function of the length-diameter ratio  $L/D$  and the male rotor peripheral speed  $u_{HR}$

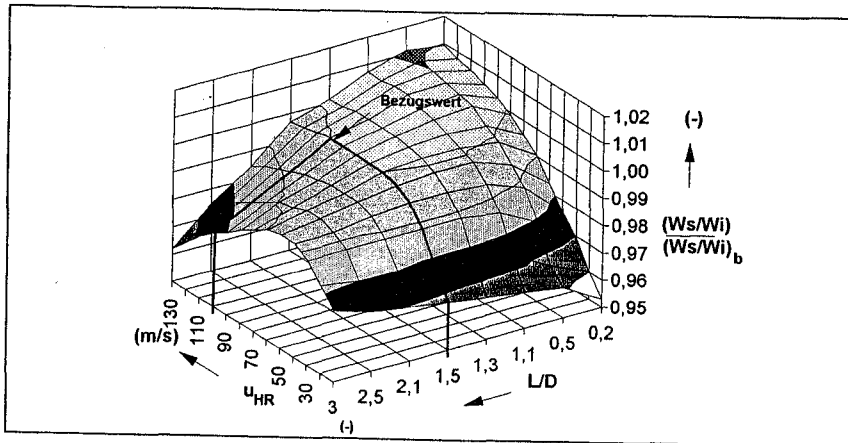
Ursächlich für dieses Verhalten ist der unterschiedliche Einfluß des Längen-Durchmesser-Verhältnisses auf die Länge der Spalte und auf die Größe der Auslaßfläche. Während das Minimum der normierten Gesamtpaltlängen bei  $L/D$ -Werten von ca. 1,1 bis 1,2 liegt, Bild 11, nimmt die Auslaßfläche mit abnehmendem  $L/D$ -Verhältnis stetig zu, Bild 12. Eine Verkleinerung des  $L/D$ -Verhältnisses führt daher zwar kontinuierlich zu einer Verringerung der Ausschleibedrosselung, allerdings nicht zwangsläufig zu einer Verkürzung der arbeitsraumbegrenzenden Spalte.

Das Liefergradmaximum tritt immer da auf, wo beide Faktoren, die *Dichtheit der Arbeitsräume* aufgrund kurzer Spaltlängen und die *Minimierung der Ausschleibedrosselung* aufgrund großer Auslaßflächen, zu einem Optimum finden. Die Wirkung der unterschiedlichen Faktoren auf den Liefergrad ist zeit- und damit drehzahlabhängig.

Bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten bzw. langen Arbeitsspielzeiten ist der Einfluß der Drucküberhöhung und damit die Größe der Auslaßfläche für den Liefergrad von geringer Bedeutung, da die Ausströmgeschwindigkeiten niedrig sind. Die maßgebliche Einflußgröße in diesem Betriebsbereich ist die Spaltlänge, so daß sich das Liefergradmaximum bei den  $L/D$ -Verhältnissen einstellt, die einer *Spaltlängenminimierung* entsprechen.

Weil eine Zunahme der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit zu einer Verkürzung der Arbeitsspielzeiten führt, verliert die Länge der Arbeitsraumspalte an Bedeutung, wohingegen

der Einfluß der druckseitigen Auslaßfläche aufgrund der zunehmenden Austrittsgeschwindigkeit wächst. Eine Verschiebung des liefergradoptimalen L/D-Verhältnisses zu kleineren Werten ist die unmittelbare Folge. Die Wirkung einer Veränderung des Längen-Durchmesser-Verhältnisses auf das Arbeitsflächenverhältnis des Schraubenladers entnimmt man **Bild 14**. Die dargestellten Verläufe wurden, in Anlehnung an den maximalen Ladedruck von 1,8 bar, bei einem Anlagendruckverhältnis von  $\Pi=1,8$  berechnet.



**Bild 14:** Verlauf des bezogenen Arbeitsflächenverhältnisses als Funktion des Längen-Durchmesser-Verhältnisses L/D und der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit  $u_{HR}$

**Fig. 14:** Ratio of the referred isentropic and indicated technical work as a function of main rotor peripheral speed  $u_{HR}$  and length-diameter ratio L/D

Betrachtet man hier wiederum zuerst die Kennlinienverläufe bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten, so erkennt man einen Anstieg des Arbeitsflächenverhältnisses mit steigenden L/D-Werten. Zur Klärung dieses Verhaltens ist zu berücksichtigen, daß das in vorhergehenden Auslegungsrechnungen als Suboptimum erhaltene innere Volumenverhältnis der berechneten Maschinen  $v_1=1,3$  beträgt. Das sich unter der Annahme einer isentropen Kompression einstellende isentrope Druckverhältnis  $\Pi_s = v_1^{\kappa} = 1,44$  ist also geringer als das Anlagendruckverhältnis  $\Pi=1,8$ . Deshalb kommt es zu einer Nachverdichtung beim Überschreiten der druckseitigen Steuerecken.

Die im isentropen Fall deutliche Differenz zwischen dem isentropen Druckverhältnis und dem Anlagendruckverhältnis verringert sich real dadurch, daß die Drosselung an den Auslaßkanten mit einer Erhöhung des inneren Volumenverhältnisses gleichzusetzen ist. In den Betriebspunkten,

in denen das sich einstellende isentrope Druckverhältnis unter dem Anlagendruckverhältnis liegt, findet mit zunehmender Drosselung quasi eine Optimierung des inneren Volumenverhältnisses statt. Da die Ausschlebedrosselung mit abnehmender Auslaßfläche, d.h. mit zunehmenden L/D-Werten, ansteigt, wird die im unteren Umfangsgeschwindigkeitsbereich erkennbare Zunahme des Arbeitsflächenverhältnisses bei größeren L/D-Verhältnissen deutlich. Zum besseren Verständnis des Verlaufs der Arbeitsflächenverhältnisse wird in den folgenden Betrachtungen das L/D-Verhältnis jeweils konstant gehalten. Bei einem Längen-Durchmesser-Verhältnis von  $L/D=3,0$  findet man ein ausgeprägtes Maximum im Verlauf des Arbeitsflächenverhältnisses bei mittleren Umfangsgeschwindigkeiten. Eine Erhöhung der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit führt aufgrund der Verkürzung der Arbeitsspielzeiten zu einer Reduzierung der Druckverlaufsanhebung und gleichzeitig zu einem Anwachsen der Drucküberhöhung, die sich im unteren Geschwindigkeitsbereich, aufgrund des nichtangepaßten Volumenverhältnisses, ebenfalls durch eine Verbesserung des Arbeitsflächenverhältnisses bemerkbar macht.

Der das Arbeitsflächenverhältnis verbessernde Einfluß der Ausschlebedrosselung hat solange Bestand, bis die Drucküberhöhung das vorgegebene Anlagendruckverhältnis erreicht. Eine darüber hinaus gehende Drucküberhöhung an den Auslaßflächen führt zu einer Verschlechterung des Arbeitsflächenverhältnisses.

Für das ausgewählte Längen-Durchmesser-Verhältnis von  $L/D=3,0$  liegt das Maximum des Arbeitsflächenverhältnisses bei einer Umfangsgeschwindigkeit von ca. 45 m/s. Bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten überwiegt die infolge der zunehmenden Ausschlebedrosselung auftretende Verschlechterung des Arbeitsflächenverhältnisses gegenüber der Arbeitsflächenverhältnis-Verbesserung, die durch die Reduzierung der Druckverlaufsanhebung hervorgerufen wird.

Im mittleren Umfangsgeschwindigkeitsbereich erreichen die Lader mit L/D-Verhältnissen zwischen 1,1 und 1,5 die höchsten Arbeitsflächenverhältnisse, da diese Maschinen die geringsten Spaltlängen und damit die niedrigsten Druckverlaufsanhebungen aufweisen. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten verliert der Spaltlängeneinfluß infolge der kurzen Arbeitsspielzeiten und aufgrund der starken Drosselverluste an Bedeutung. Eine Verschiebung des Arbeitsflächenmaximums zu Maschinen mit größeren Auslaßflächen, d.h. kleineren L/D-Verhältnissen, ist die Konsequenz.

Die sich durch Multiplikation der Arbeitsflächenverhältnisse mit den Liefergraden ergebenden Gütegradverläufe sind als Funktion des Längen-Durchmesser-Verhältnisses und der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit in **Bild 15** aufgetragen. Da die Arbeitsflächenverhältnisse im unteren Umfangsgeschwindigkeitsbereich mit steigenden L/D-Verhältnissen zunehmen, liegt das Gütegradoptimum, verglichen mit der Lage des Liefergradmaximums, bei größeren L/D-Werten. Bei steigenden Umfangsgeschwindigkeiten verschiebt sich die Lage des Gütegrad-

maximums dann, analog zum Liefergradverhalten, zu kleineren  $L/D$ -Werten. Der Liefergradverlauf ist aufgrund der Tatsache, daß er eine sehr viel größere Spannweite in den Absolutwerten hat als das Arbeitsflächenverhältnis, für das Gütegradverhalten hauptsächlich prägend. Das Arbeitsflächenverhältnis beschreibt hingegen maßgeblich die Abweichungen zwischen den Güte- und Liefergradverläufen.

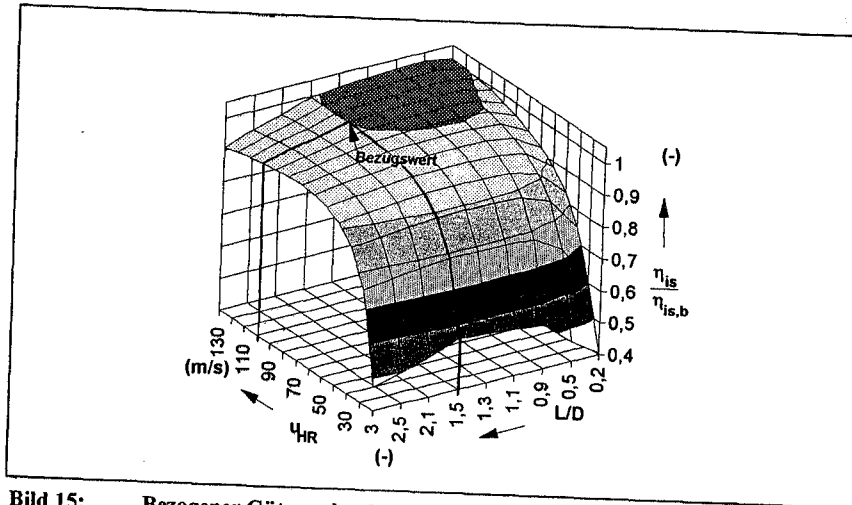


Bild 15: Bezogener Gütegradverlauf als Funktion des Längen-Durchmesser-Verhältnisses  $L/D$  und der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit  $u_{HR}$

Fig. 15: Referred isentropic indicated efficiency as a function of length-diameter ratio  $L/D$  and male rotor peripheral speed  $u_{HR}$

#### 4.2.2 Auswirkungen der $L/D$ -Variationen auf das Verhalten der Motor-Lader-Kombination

Zur Untersuchung des Einflusses der Längen-Durchmesser-Variation werden die Kennlinienverläufe, die das Verhalten der Motor-Lader-Kombination charakterisieren, auf den folgenden Seiten diskutiert. Da sich die einzelnen Kennlinien teilweise überlagern sind zur Erleichterung der Übersicht nur jeweils drei repräsentative Kennlinienverläufe der Längen-Durchmesser-Verhältnisse  $L/D=0,5$ ,  $L/D=1,5$  und  $L/D=3,0$  dargestellt. Bei der Berechnung der Ladedruckkurven wurden die im  $L/D$ -Verhältnis differierenden Lader über eine Baugrößenänderung so angepaßt, daß sich für alle Motor-Lader-Kombinationen der

gleiche maximale Ladedruck von 1,8 bar einstellt. Die maximale Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit sämtlicher Lader beträgt 120 m/s.

In Analogie zum Liefergradverhalten weist die Motor-Lader-Kombination, deren Lader das kleinste  $L/D$ -Verhältnis hat, im unteren und mittleren Motordrehzahlbereich die niedrigsten Ladedrücke auf, Bild 16. Erst bei hohen Motordrehzahlen kommt es zu einer Annäherung an die Ladedrücke der anderen Kombinationen, weil der Liefergrad mit steigender Rotordrehzahl überproportional zunimmt.

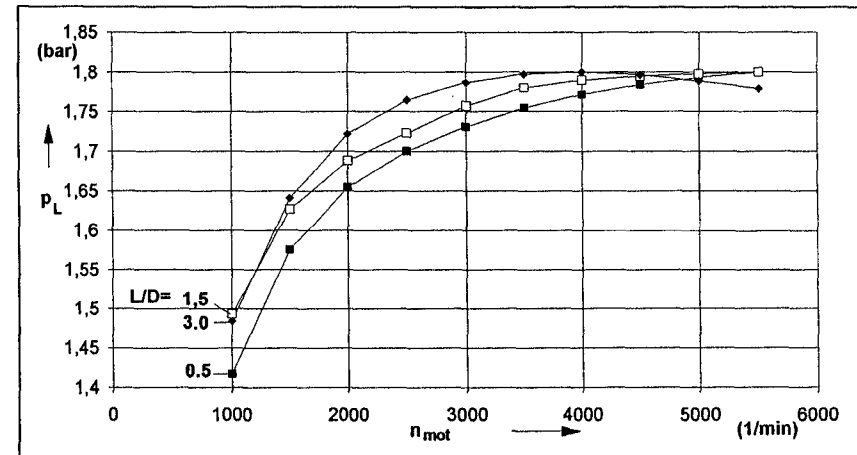
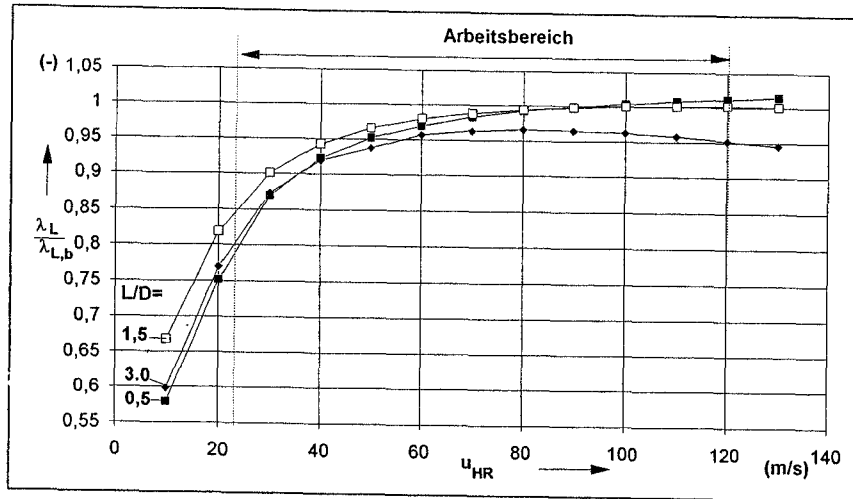


Bild 16: Ladedruckverläufe  $p_L$  als Funktion der Motordrehzahl  $n_{mot}$   
Parameter:  $L/D$

Fig.16: Boost pressure curves  $p_L$  versus engine speed  $n_{mot}$   
Parameter:  $L/D$

Auffällig ist das Ladedruckverhalten der Kombination mit einem Längen-Durchmesser-Verhältnis von  $L/D=3,0$ . Trotz des zuvor festgestellten niedrigen Liefergradverlaufes erreicht der Ladedruck dieser Kombination bereits bei geringen Motordrehzahlen hohe Werte, die im mittleren Drehzahlbereich sogar beträchtlich über den Ladedruckverläufen der beiden anderen Kombinationen liegen. Lediglich im Motordrehzahlbereich oberhalb  $4500 \text{ min}^{-1}$  ist ein Absinken unter die anderen Kurvenverläufe zu beobachten.

Dies liegt in der dissipationsbedingten Liefergradabsenkung bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten. Dadurch verschiebt sich das Liefergradmaximum hin zu niedrigeren Umfangsgeschwindigkeiten und der Liefergradgradient wird insgesamt flacher, siehe Bild 17.



**Bild 17:** Liefergradverlauf verschiedener Schraubenlader  
 Parameter: L/D  
 Gekennzeichnet ist der Drehzahlbereich der Lader bei der Zusammenarbeit mit dem Verbrennungsmotor

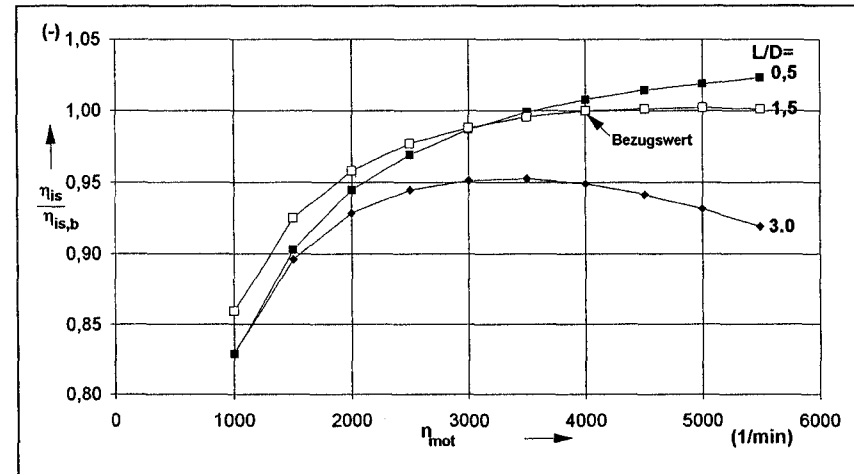
**Fig 17:** Delivery rates of different screw-type superchargers

Parameter: L/D  
 The speed range of the supercharger while operating with the combustion engine is marked

Die zum Erreichen des jeweils gleichen maximalen Ladedrucks erforderliche Größenanpassung der Lader läßt sich in erster Näherung mit einer Parallelverschiebung der Liefergradverläufe in den gleichen Maximalwert vergleichen. Aufgrund des Kurvenverlaufes wirkt sich die Ladervergrößerung bei dem Lader mit dem großen Längen-Durchmesser-Verhältnis im niedrigen Drehzahlbereich stärker aus und führt so, verglichen mit den anderen Ladern, zu einer überproportionalen Steigerung des geförderten Volumenstromes und damit auch zu einem Ladedruckanstieg in diesem Drehzahlbereich.

Die isentropen indizierten Ladergütegrade, die sich bei der Zusammenarbeit mit dem Verbrennungsmotor ergeben, zeigt Bild 18. Der Lader mit dem Längen-Durchmesser-Verhältnis von L/D=3,0 hat im gesamten Drehzahlbereich die niedrigsten Gütegrade, da sich bei geringen Drehzahlen die großen Spaltlängen, bei hohen Drehzahlen die kleinen Auslaßflächen negativ bemerkbar machen. Die starke Drosselung an den druckseitigen Steuerecken sorgt hier für eine Gütegradabnahme bei Motordrehzahlen oberhalb von ca. 3500 min<sup>-1</sup>, da in

diesem Drehzahlbereich die Verbesserung des Liefergrades von der Verschlechterung des Arbeitsflächenverhältnisses mehr als kompensiert wird. Bei geringeren L/D-Verhältnissen ist der Einfluß des Arbeitsflächenverhältnisses aufgrund der größeren Auslaßflächen dieser Lader geringer, dadurch verschiebt sich das Gütegradmaximum hin zu höheren Motordrehzahlen.



**Bild 18:** Bezogener isentrop indizierter Gütegrad  $\eta_{is}/\eta_{is,b}$  als Funktion der Motordrehzahl  $n_{mot}$   
 Parameter: L/D

**Fig. 18:** Referred isentropic indicated efficiency  $\eta_{is}/\eta_{is,b}$  versus engine speed  $n_{mot}$   
 Parameter: L/D

Ein Lader mit dem Längen-Durchmesser-Verhältnis von L/D=1,5 besitzt im unteren Drehzahlbereich wegen seiner kurzen Spaltlängen die höchsten Gütegrade und fällt lediglich im oberen Drehzahlbereich, aufgrund der stärkeren Drosselung, unter die Werte des Laders mit einem L/D von 0,5 zurück.

Die Summe aller Einflußgrößen läßt sich in der *Erhöhung der Gesamtdrehmomente* der Motor-Lader-Kombinationen integral ablesen, da sowohl die thermodynamischen Zustandsgrößen der komprimierten Ladeluft als auch die dafür benötigten Antriebsenergien der Lader Berücksichtigung finden.

Allen Kurven gemeinsam ist, analog zum Drehmomentverlauf des Saugmotors, der Drehmomentanstieg mit zunehmender Motordrehzahl im unteren Drehzahlbereich sowie die Drehmomentabnahme im oberen Drehzahlbereich, Bild 19.

Auffallend ist auch hier wieder der ungünstige Kurvenverlauf der Motor-Lader-Kombination, die von dem Lader mit einem Längen-Durchmesser-Verhältnis von  $L/D=3,0$  aufgeladen wird. Sogar im mittleren Drehzahlbereich, wo bei dieser Kombination die höchsten Ladungsdichten aller Kombinationen feststellbar sind, liegt das Gesamtdrehmoment, aufgrund der schlechteren Ladergütegrade, unter den Werten der anderen Kombinationen.

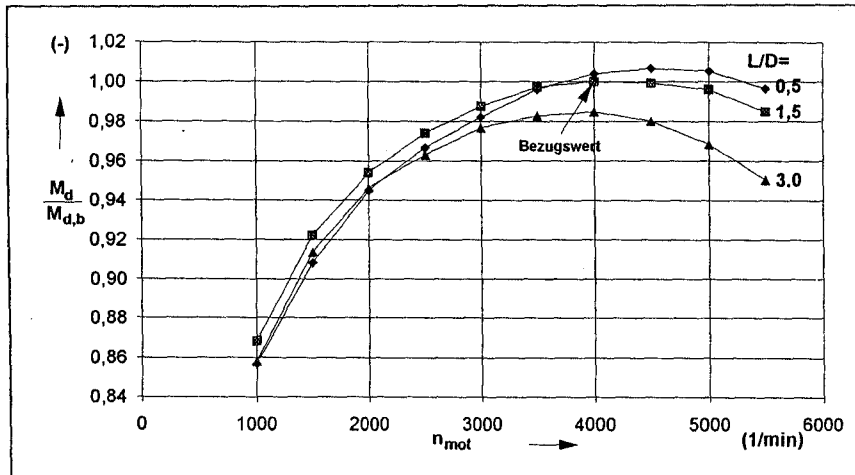


Bild 19: Bezogene Drehmomenterhöhung  $M_d/M_{d,b}$  als Funktion der Motordrehzahl  $n_{mot}$   
Parameter:  $L/D$

Fig. 19: Referred torque increase  $M_d/M_{d,b}$  as a function of engine speed  $n_{mot}$   
Parameter:  $L/D$

Dem Vorteil dieses Laders, der Förderung einer großen Luftmasse im unteren und mittleren Drehzahlbereich, steht somit das überproportional hohe Antriebsmoment entgegen. Im oberen Drehzahlbereich treffen die negativen Eigenschaften dieses Laders in Form von hohen Laderantriebsmomenten und geringen Steigerungen der Ansaugdichte aufeinander, ein starker Abfall des effektiven Drehmomentes dieser Motor-Lader-Kombination ist die Konsequenz. Das günstigste Betriebsverhalten der hier dargestellten Lader zeigt im unteren und mittleren Drehzahlbereich der Lader mit dem Längen-Durchmesser-Verhältnis von  $L/D=1,5$ . Die Synthese aus der in diesem Drehzahlbereich hohen Ladungsdichte und dem höchstem Ladergütegrad ergibt die größte Drehmomenterhöhung dieser Motor-Lader-Kombinationen.

Lediglich bei Motordrehzahlen oberhalb  $3500 \text{ min}^{-1}$  erreicht die Motor-Lader-Kombination, deren Lader ein Längen-Durchmesser-Verhältnis von  $0,5$  hat, die höchsten Drehmomente, da sich hier die Vorteile der größeren Auslaßfläche dieses Laders auswirken. Bei niedrigeren Drehzahlen führen die bei diesem Lader relativ großen Spaltlängen allerdings zu einem starken Rückgang der Drehmomente, die sogar unter die Werte der Motor-Lader-Kombination mit einem  $L/D$ -Verhältnis von  $3,0$  abfallen.

Eine über dem gesamten Drehzahlbereich optimale  $L/D$ -Auslegung ist aufgrund der starken Drehzahlabhängigkeiten nicht möglich. Zum Erreichen einer im untersten Drehzahlbereich maximalen Drehmomenterhöhung sollte das Längen-Durchmesser-Verhältnis des Laders bei ca.  $L/D=1,5$  liegen. Mit steigender Motordrehzahl ist eine Verringerung des  $L/D$ -Verhältnisses erforderlich, soll sich weiterhin eine maximale Drehmomenterhöhung ergeben.

Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß die Drehmomentunterschiede der verschiedenen Motor-Lader-Kombinationen bei hohen Drehzahlen stärker divergieren als bei niedrigen Drehzahlen, ist, wie auch detailliertere  $L/D$ -Variationen zeigen, die Wahl eines  $L/D$ -Verhältnisses von ca.  $1,2$  als guter Kompromiß für eine im gesamten Drehzahlbereich zufriedenstellende Drehmomenterhöhung anzusehen. Die letztendliche Festlegung des  $L/D$ -Verhältnisses ergibt sich aus der Forderung, in welchem Drehzahlbereich die optimalen Eigenschaften der Motor-Lader-Kombination erwünscht sind und kann daher nur in Absprache mit dem Anwender erfolgen. Der zu wählende Bereich des Längen-Durchmesser-Verhältnisses läßt sich mit  $1,0 \leq L/D \leq 1,5$  eingrenzen.

Z. Literaturverzeichnis

- [1] Takabe, S.  
Hatamura, K.  
Kanesaka, H.  
Kurata, H.  
Iguichi, Y.  
Matsubara, H.  
Development of the High Performance Lysholm Compressor for Automotive Use.  
SAE-paper 940 843
- [2] Carre, J.  
The screw-type supercharger for engine boosting.  
SAE-paper 870 705
- [3] Scott, D.  
Screw compressor in supercharging revival.  
In: Automotive Engineering, Nr. 7, (1985)  
S. 69-71
- [4] Janthur, I.  
Einfluß verschiedener Aufladesysteme auf das Betriebsverhalten kleinvolumiger Ottomotoren.  
In: 3. Aufladetechnische Konferenz (1988), ETH Zürich, S. 5.1-5.20
- [5] Kauder, K.  
Weckes, N.  
Berechnung der ungesteuerten Zusammenarbeit von Motor-Schraubenlader-Kombinationen.  
In: Schraubenmaschinen Nr. 1 (1993), S. 24-33
- [6] Walzer, P.  
Emmenthal, K.-D.  
Klarhoefer, C.  
Mechanische Aufladung am Beispiel des Volkswagen G-Laders.  
In: Automobil-Industrie 5/87, S. 437-445
- [7] Piatkowski, R.  
Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers.  
VDI-Fortschrittberichte Reihe 12  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993