

Einfluß des Öls auf den mechanischen Wirkungsgrad öleingespritzter Schraubenverdichter

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder** VDI und Dipl.-Ing. **R. Piatkowski**, Dortmund

Zusammenfassung

Zur Optimierung von öleingespritzten Schraubenverdichtern gehört die Kenntnis der komplexen Ölwirkungen im Arbeitsraum und in den Lagerräumen während des Verdichterbetriebes.

Aussagen über die Ölwirkungen lassen sich mit Hilfe der dynamisch gemessenen Innenarbeit und der mechanisch-hydraulischen Verlustarbeiten treffen.

Mit Hilfe der Ölschwall-Hypothese und den Meßergebnissen werden Aussagen über die Ölwirkungen abhängig von wichtigen Betriebsparametern erläutert.

Summary

For getting optimal working conditions of oil injection compressors, it is necessary to know the complex effect of oil in the working chamber and the bearing during compression.

It is possible to make statements of the effect of the aid of dynamically measured internal work and mechanical hydraulic losses of work.

With the aid of the oil surge hypothesis and the results of measurement statements are made of the effect of the oil depending upon important parameter.

$(\eta_{gth})_e = \frac{P_{th}}{P_e} = \frac{P_i}{P_e} \frac{P_{th}}{P_i} = \eta_m \eta_{gi}$		$\lambda = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{th}}$	
$P_{th} = \dot{m}_f w_{th} = \lambda \dot{m}_{th} \eta_{HR} R T_E \ln \Pi$		$W_{th} = \frac{\dot{m}_{th}}{\eta_{HR}} R T_E \ln \Pi$	
$P_i = n_{HR} z_{HR} w_{it} = n_{HR} z_{HR} \oint p dV$			
$P_e = M_d \omega$		$(\eta_{gth})_e = \eta_m \lambda \frac{W_{th}}{W_{it}}$	
$P_e - P_i = \dot{\phi} (r+h)$			
Formelzeichen		Indizes	
h	Spalthöhe	d	Dreh-
m	Masse	e	effektiv
\dot{m}	Massenstrom	E	Eintritt
M	Moment	f	gefördert
n	Drehzahl	g	Güte-
p	Druck	h	hydraulisch
P	Leistung	H	Arbeitsraum
R	Gaskonstante	HR	Hauptrotor
t	Temperatur in °C	i	innen
T	Temperatur in K	it	indiziert-
u	Umfangsgeschwindigkeit	technisch	technical
v	spezifischer Ölgehalt	K	Kopf
v_i	eingebautes Volumenver-	m	mechanisch
\dot{v}	hältnis	Öl	Öl
V	Volumenstrom	r	Reibung
w	spezifische Arbeit	th	theoretisch,
W	Arbeit	isotherm	isotherm
x	Koordinate	.	pro Zeiteinheit
z	Zähnezahl	-	Mittelwert
α	Drehwinkel		
λ	Liefergrad		
	Wirkungs- bzw. Gütegrad,		
η	dyn. Viskosität		
ν	kinematische Viskosität		
Π	Betriebsdruckverhältnis		
ϕ	Verlustleistung		
ω	Winkelgeschwindigkeit		
	slit height		rotary
	mass		effective
	mass flow		entrance
	torque		delivered
	speed		total
	pressure		hydraulic
	performance		working chamber
	gas constant		main rotor
	temperature in °C		internal
	temperature in K		indicated-
	circumferential speed		technical
	specific oil content		head
	built-in volume ratio		mechanical
	volume flow		oil
	specific work		friction
	work		theoretical,
	coordinate		isotherm
	number of serrations		per time unit
	angle of rotation		mean value
	delivery		
	efficiency, dynamic		
	viscosity		
	kinematic viscosity		
	pressure ratio		
	loss performance		
	angular velocity		

Bild 1: Formaler Zusammenhang einzelner gemessener und berechneter Größen
 Fig. 1: Formal interrelation of measured and calculated derivatives

1. Vorbemerkungen

Das Betriebsverhalten von Schraubenverdichtern mit Ölein-spritzung ist heute nur unvollständig berechenbar. Es existiert keine befriedigende strömungsmechanische Beschreibung aller Ölwirkungen in der Maschine und selbst, wenn sie verfügbar wäre, würde der mathematische Aufwand, daraus das Betriebsverhalten des Verdichters zu berechnen, sehr hoch. Ohne experimentelle Kontrolluntersuchungen kommt man im Vorfeld theoretischer Klärung der Verhältnisse in der Maschine nicht aus.

Bei Abnahmeversuchen wird in der Regel der *effektive-isotherme Gütegrad* (η_{gth_e}) zur Beurteilung der Prozeßgüte herangezogen. Um Ansatzpunkte für eine Weiterentwicklung des Verdichters, bzw. eine bessere Wahl der beim Betrieb einer Schraubenverdichteranlage veränderlichen Größen (Betriebsparameter) zu erhalten, ist es sinnvoll, diesen Gütegrad in mehrere, getrennt voneinander zu bestimmende Faktoren zu zerlegen, *Bild 1*.

Neu entwickelte dynamische Meßsysteme /1/ bilden die Voraussetzung, die von den Schraubenrotoren bei der Verdichtung real aufzuwendende *Innenarbeit* W_{it} (Index *it* - indiziert technisch) und damit auch den *mechanischen Wirkungsgrad* η_m zu bestimmen.

In /2/ wird eine Modellhypothese vorgestellt, die zumindest einen Teil der Meßergebnisse deutet und so dazu beiträgt, theoretische Ansätze der Energiewandlung im Schraubenverdichter möglichst realistisch zu entwickeln. Außerdem liefert sie Ansatzpunkte zur Optimierung der, den effektiven-isothermen Gütegrad bestimmenden Größen und somit des Gütegrades selbst.

2. *Wirkung des Öls im Arbeitsraum*

Die energetisch wichtigste Wirkung des Öls im Arbeitsraum des Schraubenverdichters ist seine *Dichtfunktion* an allen Arbeitsraumpalten.

Die etwa hundertmal höhere dynamische Scherzähigkeit und die erheblich höhere Dichte des Öls im Arbeitsraum gegenüber dem zu komprimierenden Gas reduzieren die Strömungsgeschwindigkeiten im Spalt, verglichen mit der trockenlaufenden Maschine. Damit sinkt gleichzeitig der *emitierte Geräuschpegel*.

Die *Schmierfähigkeit* des Öls macht eine direkte Drehmomentübertragung des antreibenden zum angetriebenen Rotor möglich. Dadurch kann ein synchronisierendes Zahnradpaar,

wie es bei trockenlaufenden Schraubenverdichtern derzeit unverzichtbar ist, entfallen.

Die Aufgabe einer *Wärmetransportfunktion* des Öls muß heute als unzureichend gelöst angesehen werden. Entwicklungsziel bleibt der quasi isotherme Schraubenverdichter, in dem nahezu die gesamte Verdichtungswärme an das in den Arbeitsraum eingespritzte Öl übertragen werden kann. Störend auf die Wärmeübertragung vom verdichteten Gas auf das Öl wirken sich hauptsächlich die kurzen Kontaktzeiten im Millisekundenbereich zwischen Öl und Gas, sowie die ungenügende Kontaktfläche aus.

Ein Meßverfahren zur getrennten Messung von Gas- und Öltemperatur an der Druckseite des Verdichters befindet sich, nach Kenntnis der Verfasser, erst in der Entwicklung.

Für die Wirkung auf das Betriebsverhalten des Verdichters muß heute die Dichtfunktion des Öls als die wesentliche Funktion angenommen werden. Daraus ergibt sich die Forderung nach der Kenntnis der Ölverteilung im Arbeitsraum.

3. Ölverteilung im Arbeitsraum

Ein in den Arbeitsraum eingespritzter Ölstrahl muß, meist durch mehrere Bohrungen, aber auch aus den Lagerräumen eingebracht, um in Einzeltropfen zerlegt zu werden, innere Reibungskräfte und die molekulare Kohäsionskraft überwinden. Der Öltropfen besitzt nach der Überwindung dieser Kräfte eine erhöhte Oberflächenenergie, diese gilt es von außen zuzuführen, damit eine Zerstäubung des Strahles durch eine Relativbewegung der Ölteilchen voneinander erfolgen kann. Dazu sind Relativgeschwindigkeiten je nach Ölviskosität von > 100 m/s notwendig /3/, die im Profillückenraum selbst aber nicht vorkommen. Ein Vergleich etwa mit der Brennstofftropfenbildung in Verbrennungsmotoren bietet sich wegen der höheren Einspritzdrücke und deutlich niedrigeren Einspritzmassenströme nicht an. Man kann deshalb davon ausgehen, daß das Öl als Ölstrahl in die Profillücke einströmt.

3.1. Ölschwallhypothese

Die in /2/ formulierte Modellvorstellung soll hier kurz erläutert und in einigen Punkten erweitert werden.

Das im Profillückenraum eingeschlossene Gas besitzt eine Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung. Auf das ebenfalls im Profillückenraum befindliche Öl, sei es, daß es als Tropfen im ihn umhüllenden Gas mitbewegt wird, oder daß es die Profilloberfläche benetzt, wirkt eine *Zentrifugalkraft*. Aufgrund der höheren Dichte des Öls gegenüber der des Gases wird sich eine große Teilmasse des Öls als Film an der Gehäusewand verteilen.

Ist die Ölfilmdicke größer als der Gehäusespalt, so kann sich vor dem am Gehäuse vorbeistreichenden Profil ein *Ölschwall* ausbilden. Der Ölschwall verschließt den profillückenraumbegrenzenden Spalt für das Gas, so daß entsprechend der Druckdifferenz dp bei der Rotorumdrehung $d\alpha$ durch den Spalt der Höhe h der Ölteilmassenstrom $\dot{m}_{\text{Öl}}$ tritt, Bild 2.

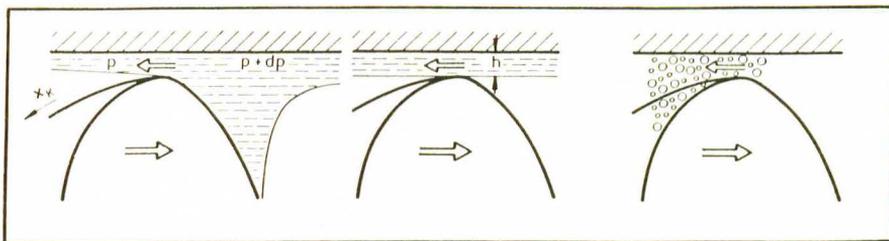


Bild 2: Das Ölschwallvolumen am Arbeitsspielfende beeinflusst die Leistungsaufnahme des Schraubenverdichters

Ölschwallvolumen im linken Teilbild größer Null,
im mittleren Teilbild gleich Null,
im rechten Teilbild kleiner Null.

Fig. 2: Oil surge volume at end of cycle influences the power input of the screw compressor

Oil surge volume left greater than zero,
centre equal to zero,
right less than zero.

Der nicht durch den Spalt tretende Teil des Ölschwalls wird von den Rotorprofiloberflächen während des Verdichtungs Vorganges mit diesen auf die Verschneidungskante des Gehäuses und auf die *Profileingriffslinie* zu verdrängt. Hier treffen die Ölschwallvolumina beider Profile aufeinander und bilden ein gemeinsames Ölschwallvolumen vor der *Kopfrundungsöffnung* (Blasloch) und dem Profileingriffsspalt.

Betrachtet man den Verdichtungsbeginn, so ist die Druckdifferenz dp am *Gehäusespalt* zur Profillücke mit niedrigerem Druck kleiner als die Druckdifferenz am Gehäusespalt zur Profillücke mit höherem Druck. Somit kann, die Existenz eines Ölschwalls an beiden Spalten vorausgesetzt, mehr Öl dem betrachteten Profillückenraum zuströmen als abströmen. Damit ist die Voraussetzung gegeben, daß sich bereits ein Ölschwall in Richtung des Druckgefälles vor dem Profil bildet, bevor (zeitlich) Öl durch die vorgesehenen Bohrungen in den Profillückenraum gelangt.

Das durch die Einspritzbohrungen zugeführte Öl ergänzt den als Ölschwall vorhandenen *Ölvorrat* vor den Spalten. Damit sich ein Ölschwall vor dem Profil ausbilden kann, muß sich zunächst ein Ölfilm entsprechender Dicke in dem Gehäusebereich gebildet haben, an dem das Profilsegment vorbeistreicht.

Führt man eine längs des Profilkopfes laufende Koordinate x_K , *Bild 2*, beginnend an der druckseitigen Rotorstirnfläche ein, so wird bei kleinem x_K der vor dem Profil befindliche Ölfilm dünner sein als bei großem x_K , und somit wird bei kleinem x_K der sich bildende Ölschwall ein kleineres Volumen aufweisen als bei großem.

Strömt während der Verdichtung mehr Öl aus dem *Ölschwallvorrat* ab als zugeführt wird, so wird sich der Ölschwall beginnend mit kleinem x_K auflösen (zu Null werden).

In den Bereichen, in denen kein *wirksamer Ölschwall* mehr vorhanden ist, sei es bei kleinem x_K oder in Bereichen anderer, hier nicht betrachteter Spalte, läßt die Dicht-

wirkung des Öls nach. Dann strömt zunächst ein Öl-Gas-Gemisch, später nur das komprimierte Gas in den hinter dem Spalt liegenden Raum. Es expandiert auf den dort herrschenden Druck. Das *wirksame Ölschwallvolumen*, bzw. die Länge der durch den Ölschwall abgedichteten Spalte hängt primär von der pro Arbeitsspiel eingespritzten Ölmasse, den Spaltweiten, der Rotorumfangsgeschwindigkeit, der lokalen Ölviskosität und den an den Spalten herrschenden Druckverhältnissen ab.

Während eines Arbeitsspielens wird eine bestimmte Ölmenge dem Verdichter zugeführt. Aus Kontinuitätsgründen muß am Arbeitsspielende diese Ölmenge den Verdichter durch den Druckstutzen verlassen. Der größte Teil dieser Ölmenge ist bei Verdichtungsende als *Restölschwall* vorhanden. Würde sich dieses Ölvolumen gleichmäßig längs der Arbeitsraumspalte verteilen, wäre kein Rückströmen komprimierten Gases mehr möglich.

4. Indikatordiagramme

Mit Hilfe des eingangs erwähnten *dynamischen Meßsystems* besteht die Möglichkeit, den Druck im Profillückenraum in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel zu bestimmen. *Bild 3* zeigt beispielhaft das Indikatordiagramm eines naßlaufenden Schraubenverdichters (—), das aus insgesamt mehr als 20.000 Druckmeßsignalen pro Arbeitsspiel zusammengesetzt wurde.

Außerdem ist der Druckverlauf dargestellt, der sich aufgrund einer isentropen Verdichtung im idealisiert als dicht angenommenen Profillückenraum ergeben würde (----).

Nimmt man an, der Profillückenraum sei dicht, dann läßt sich unter dieser Voraussetzung jeweils für ein Drehwinkelintervall aus den gemessenen Drücken und den zu den Drehwinkeln bekannten Profillückenraumvolumen intervallweise ein mittlerer Polytropenexponent \bar{n}_α^* bestimmen. Der Druckverlauf, der sich bei einer polytropen Verdichtung im geschlos-

senen Profillückenraum mit dem, aus den intervallweise bestimmten Polytropenexponenten gemittelten Polytropenexponent \bar{n}^* einstellen würde, ist ebenfalls in Bild 3 dargestellt (-.-.-.).

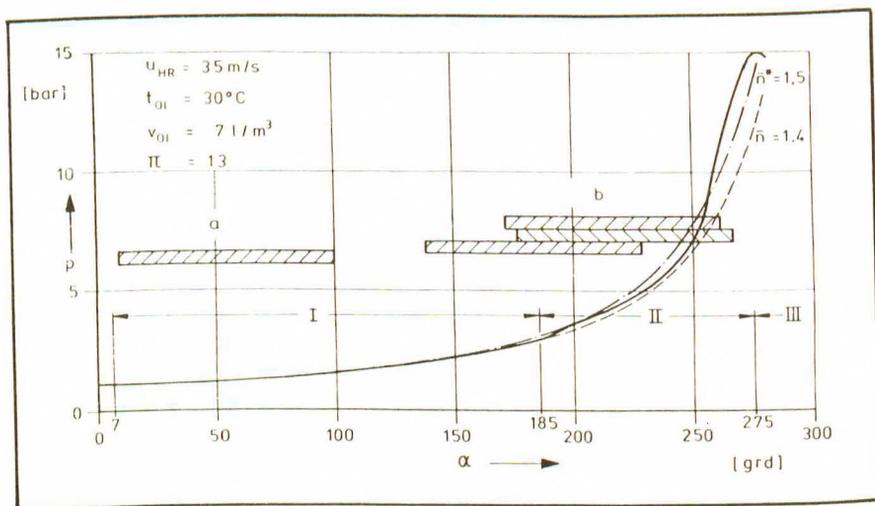


Bild 3: Druck- und Drehwinkeldiagramm eines ölgespritzten Schraubenverdichters

-.-.- Polytrope Verdichtung der dichten Maschine und dem aus Messung der realen Maschine ermittelten mittleren Polytropenexponenten \bar{n}^*

----- Isentroper Druckverlauf der dichten Maschine

— Transientenrecorder-Indikatordiagramm

a = Ölrückführung b = Öleinspritzung

SRM (4+6)-Profil, $v_i = 5,7$, Verdichtungsbeginn: $\alpha = 7^\circ$,
Verdichtungsende: $\alpha = 275^\circ$

Fig. 3: Pressure and angle of rotation diagram of an oil-injection screw compressor

-.-.- polytropic compression of sealed machine and mean polytropic exponents \bar{n}^* derived from measurement on real machine

----- isentropic pressure course of sealed machine

— transient recorder indicator diagram

a = oil return b = oil injection

SRM (4+6) profile, $v_i = 5,7$, start of compression: $\alpha = 7^\circ$,
end of compression: $\alpha = 275^\circ$

Der gemessene Druckverlauf (—) läßt sich im wesentlichen in drei Bereiche aufteilen, Bild 3.

Im *Bereich I* etwa bis zu einem Drehwinkel von 185° , erfolgt ein Druckanstieg im Profillückenraum annähernd wie bei einer isentropen Verdichtung.

Im *Bereich II* deutet der steile Druckanstieg darauf hin, daß der Masseninhalt des Profillückenraumes nicht, wie zur Bestimmung der Vergleichskurven angenommen wurde, konstant ist, sondern zum Verdichtungsende hin zunimmt.

Bei einem Drehwinkel $\alpha < 185^\circ = 275-90^\circ$ befindet sich (in Richtung des Druckanstieges) vor dem betrachteten Profillückenraum eine, bis auf die Spalte abgeschlossene Profillücke. Spaltströme, die aus dieser Profillücke dem betrachteten Profillückenraum zuströmen, bewirken eine Druckerhöhung im betrachteten und eine Drucksenkung im, zur Druckseite verlaufenden Profillückenraum. Somit vermindert die Spaltströmung selbst die sie verursachende Druckdifferenz.

Bei einem Drehwinkel $\alpha > 185^\circ$ ist die vorlaufende (nicht die betrachtete) Profillücke zur Druckseite hin geöffnet.

Aufgrund des großen Volumens im Druckstutzen und der nachgeschalteten Anlagenteile verringert sich der dort herrschende Druck (ungefähr Betriebsdruck) infolge der Spaltströmung praktisch nicht. Im Gegensatz zu dem zuvor erläuterten Fall vermindert die Spaltströmung die sie verursachende Druckdifferenz weniger stark. Die im Bereich II, Bild 3, dem betrachteten Profillückenraum zuströmenden Massen sind daher größer als im Bereich I und führen zu dem vom isentropen Verlauf abweichenden Druckverlauf.

Zieht man die Ölschwallhypothese zur Deutung heran, zeigt das in Bild 3 dargestellte Beispiel, daß die dem betrachteten Profillückenraum vorlaufende Profillücke, in der gerade das Gas in den Druckstutzen verdrängt wird, gegenüber dem betrachteten Profillückenraum nicht vollständig durch einen Ölschwall abgedichtet wird. Vergegenwärtigt man sich, daß während der Verdrängung in den Druckstutzen (Bereich

III, Bild 3) kein Öl mehr zugeführt wird, da weder eine vorlaufende Profillücke, noch eine Öleinspritzbohrung in diesem Bereich III vorhanden ist, wird sich der Ölschwall mit steigendem Drehwinkel auflösen. Die nicht durch einen Ölschwall verschlossene Spaltlänge wächst an.

Dieser Einfluß begründet den steilen Anstieg des Druckverlaufs ab $\alpha \approx 250^\circ$, woraus zu schließen ist, daß sich der Ölschwall ab einem Drehwinkel $\alpha > 250 + 90 = 340^\circ$ (im Bereich III, Ausschubvorgang) verstärkt auflöst.

Bei den durchgeführten Versuchsreihen wurden folgende Betriebsparameter variiert:

- die Antriebsdrehzahl n_{HR} und damit die Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR}
- das Betriebsdruckverhältnis Π
- die Temperatur des Öls $t_{\text{öl}}$ bei Einspritzbeginn (bzw. die kinematische Ölviskosität $\nu_{\text{öl}}$ mit $\nu_{\text{öl}} = f(t_{\text{öl}})$) sowie
- der eingespritzte Ölvolumenstrom $\dot{V}_{\text{öl}}$ dargestellt als spezifischer Ölgehalt $\nu_{\text{öl}} = \dot{V}_{\text{öl}} / V_H n_{HR}$.

Wie deutlich der spezifische Ölgehalt den Druckanstieg im Verdichter insbesondere bei geringer Umfangsgeschwindigkeit beeinflusst, ist Bild 4 zu entnehmen.

Mit steigendem Ölgehalt steigt im Drehwinkelbereich II (nach Bild 3) der Druck weniger stark an. Mit der Erhöhung des Ölgehaltes vergrößert sich bei festgehaltener Arbeitsspiellänge das Ölschwallvolumen und versperrt über ein längeres Zeitintervall dem komprimierten Gas den Spaltdurchtritt. Dadurch aber bleibt der Masseninhalte des nachlaufenden Profillückenraumes kleiner. Bei fest vorgegebener Volumenverringerung wird der in der Druckleitung herrschende Betriebsdruck erst später, also bei einem größeren Drehwinkel erreicht.

Aus der p - α -Darstellung ergibt sich durch einfache Umrechnung das p - V -Diagramm, Bild 5. Die anschließende Integration liefert die Innenarbeit bzw. Innenleistung des Schraubenverdichters.

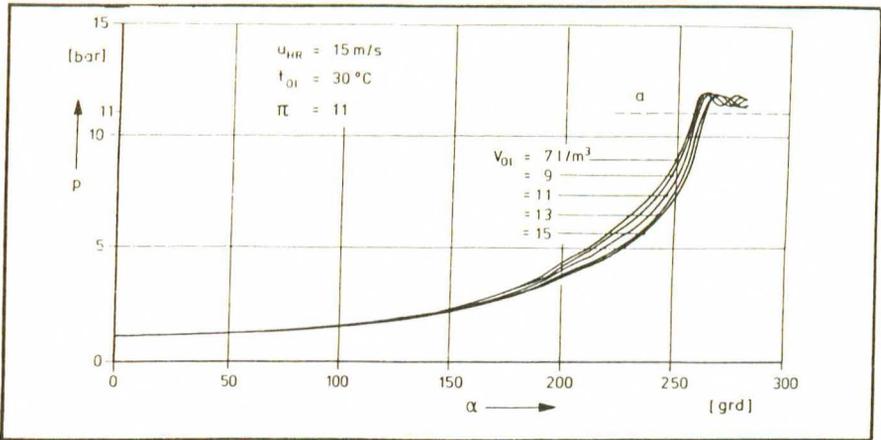


Bild 4: Druck-Drehwinkeldiagramm eines ölingspritzten Schraubenverdichters mit unterschiedlichen spezifischen Ölgehalten $v_{öl}$ SRM (4+6)-Profil, $v_i = 5,7$ a = Betriebsgegendruck

Fig. 4: Pressure/angle of rotation of oil-injection screw compressor with different specific oil contents v_{oil} SRM (4+6) profile, $v_i = 5,7$ a = operating pressure

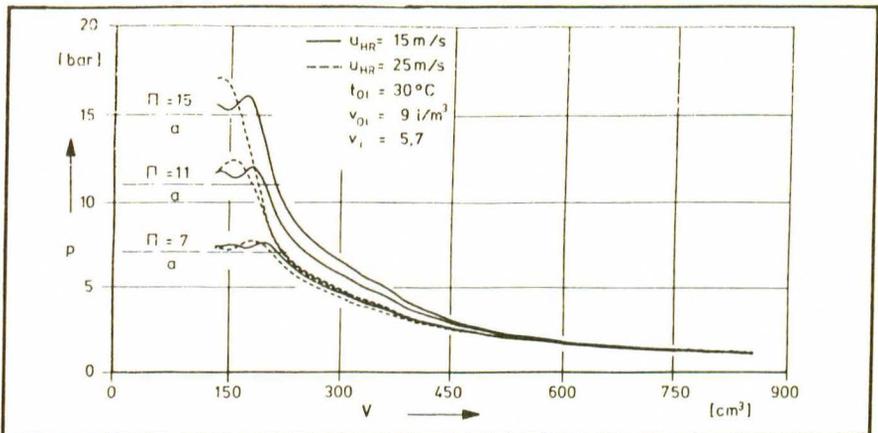


Bild 5: Indikatoridiagramm (p-V-Diagramm) eines ölingspritzten Schraubenverdichters bei unterschiedlichen Betriebsdruckverhältnissen für zwei Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten a = Betriebsgegendruck

Fig. 5: Indicator diagram of oil-injection screw compressor with different operating pressure and two main rotor circumferential speed a = operating pressure

Mit steigendem Betriebsdruckverhältnis steigt auch der Druck im Profillückenraum bei sinkendem Lückenraumvolumen (entspricht steigendem Drehwinkel). Dieser Einfluß ist bei kleiner Umfangsgeschwindigkeit besonders deutlich. Rückströmungen aus der vorlaufenden Profillücke in den betrachteten Profillückenraum führen zu mehr Innenarbeit.

5. Innenarbeit (indizierte Arbeit)

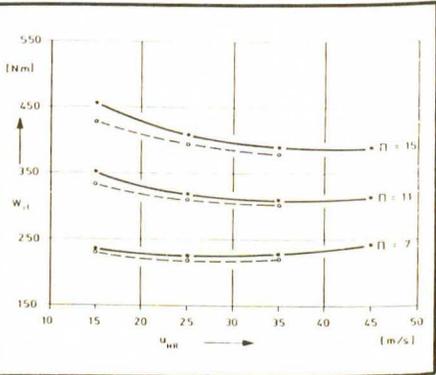
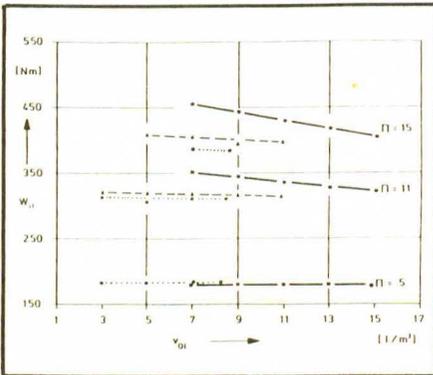


Bild 6: Innenarbeit bei verschiedenen Betriebsdruckverhältnissen und Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit vom spezifischen Ölgehalt

Bild 7: Innenarbeit bei verschiedenen Betriebsdruckverhältnissen und spezifischen Ölgehalten in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit

Fig. 6: Internal work at different operation pressure and main rotor circumferential speed as function of specific oil content

Fig. 7: Internal work at different operation pressure and specific oil contents as function of main rotor circumferential speed

$t_{\text{ÖL}} = 30^\circ\text{C}$, $u_{HR} = 15 \text{ m/s}$,
 $\Delta u_{HR} = 25 \text{ m/s}$, $v_{01} = 45 \text{ l/m}^3$

$t_{\text{ÖL}} = 30^\circ\text{C}$, $v_{01} = 7 \text{ l/m}^3$,
 $u_{HR} = 11 \text{ m/s}$

Die quantitativen Auswirkungen der in p-V- bzw. p- α -Diagrammen interpretierbar werdenden Rückströmungen auf die Innenarbeit sind Bild 6 und Bild 7 zu entnehmen.

Bei festgehaltenem Betriebsdruckverhältnis (z.B. $\Pi = 15$) sinkt die aufzuwendende Innenarbeit mit steigender Umfangsgeschwindigkeit und steigendem spezifischen Ölgehalt. Eine Veränderung eines oder beider Parameter in der angegebenen Richtung bewirkt eine stärkere Ausprägung des, die Profillücke abdichtenden Ölschwall bzw. hält ihn über ein länge-

res Zeitintervall aufrecht. Die Rückströmung und damit der Druckanstieg in Abhängigkeit vom Drehwinkel nimmt ab; die aufzuwendende Innenarbeit sinkt.

Wäre dieser Einfluß für den Verlauf der Innenarbeit allein bestimmend, so müßte sich die Innenarbeit bei genügend großem spezifischen Ölgehalt und hoher Umfangsgeschwindigkeit asymptotisch einem, für das Betriebsdruckverhältnis festen Wert nähern. Bei Erreichen dieses Wertes wäre über das gesamte Arbeitsspiel ein wirksamer Ölschwall vorhanden.

Der Verlauf der Innenarbeit in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 7$ macht deutlich, daß noch weitere Einflüsse die Innenarbeit bestimmen, Bild 7. An dieser Stelle sollen zwei mögliche Einflüsse genannt werden:

1. In Abschnitt 3. wurde bereits angenommen, daß der Ölschwall längs der Spalte unterschiedlich stark ausgeprägt ist. Wird die über ein Arbeitsspiel gemittelte, vom Ölschwall abgedichtete Spaltlänge vergrößert, so steigt die in weiten Bereichen des Ölschwalls *zuviel vorhandene* Ölmenge, für deren Transport zur Druckseite zusätzliche Ausschiebearbeit aufgewendet werden muß.
2. Betrachtet man Bild 4, dann wird deutlich, daß der Betriebsdruck im Profillückenraum schon vor dem Öffnen des Raumes zur Druckseite hin (bei $\alpha = 275^\circ$) erreicht und überschritten wird. Die Strömungsrichtung in den, den betrachteten Profillückenraum mit den unter Betriebsdruck stehenden Räumen verbindenden Spalten, kehrt sich um. Aufgrund der Trägheit des in den Spalten vorhandenen Fluids steigt der Druck in der Profillücke mit der Umfangsgeschwindigkeit höher über den Betriebsdruck, vergleiche Bild 5.

Das Ansteigen der Innenarbeit mit der Umfangsgeschwindigkeit, Bild 7, $\Pi = 7$, kann so gedeutet werden, daß insbesondere der zuletzt genannte Einfluß größer wird als die Abhängigkeit von den sich verringernden Rückströmungen.

6. Mechanische und hydraulische Verlustleistung
(Entropiezuwachs im Arbeitsraum)

Die Differenz der effektiven Kupplungsleistung P_e und der Innenleistung P_i bildet die Summe aller mechanischen und hydraulischen Verlustleistungen (vergl. Bild 1). Diese Verluste entstehen in der Lagerung, den Dichtungen, dem Getriebe, den zum Teil mit Öl gefüllten Spalten sowie durch die Relativbewegung zwischen Rotor und Öl. Aufgrund der Abmessungen der Spalte kann angenommen werden, daß die in den Spalten auftretenden Verluste den größten Anteil an den gesamten, zuvor genannten Verlustleistungen darstellen.

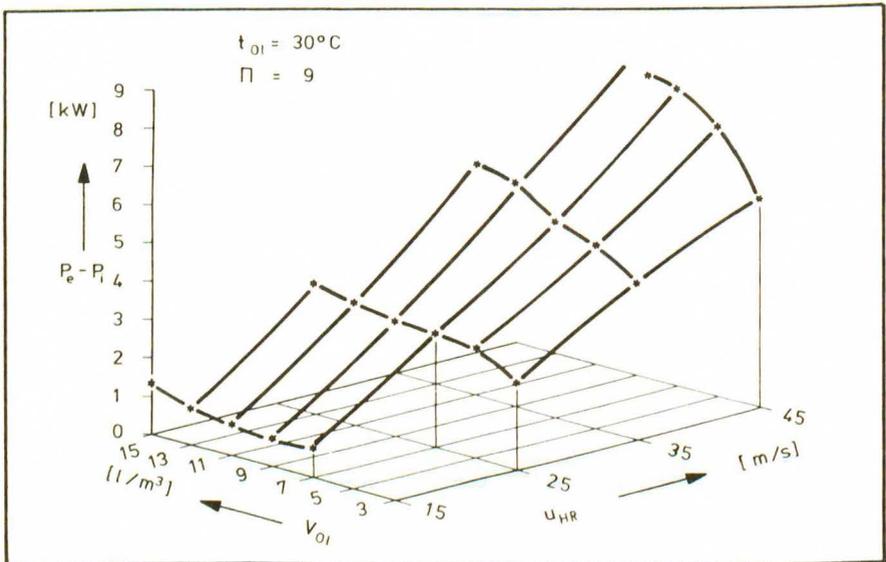


Bild 8: Mechanische und hydraulische Verlustleistung in Abhängigkeit vom spezifischen Ölgehalt und der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit bei unverändertem Betriebsdruckverhältnis

Fig. 8: Mechanical and hydraulic losses of performance as function of specific oil content and main rotor circumferential speed at constant operation pressure and oil injection temperature

In /2/ wurde bereits die Abhängigkeit der mechanischen und hydraulischen Verlustleistungen (im folgenden kurz: Verlust-

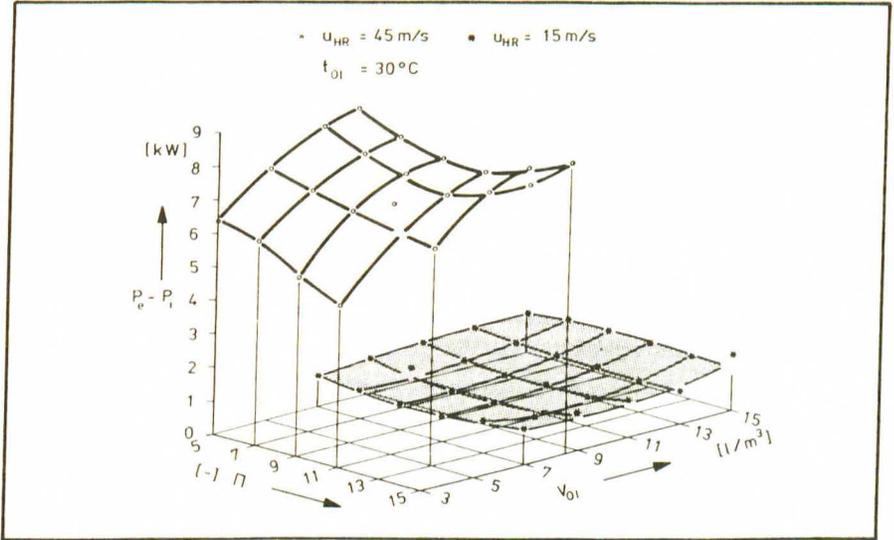


Bild 9: Verlustleistung in Abhängigkeit vom Betriebsdruckverhältnis und dem spezifischen Ölgehalt für zwei Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten

Fig. 9: Losses of performance as function of operation pressure and specific oil content at two main rotor circumferential speed and constant oil injection temperature

($t_{öl} = 30^\circ\text{C}$), $\circ u_{HR} = 45 \text{ m/s}$, $* u_{HR} = 15 \text{ m/s}$

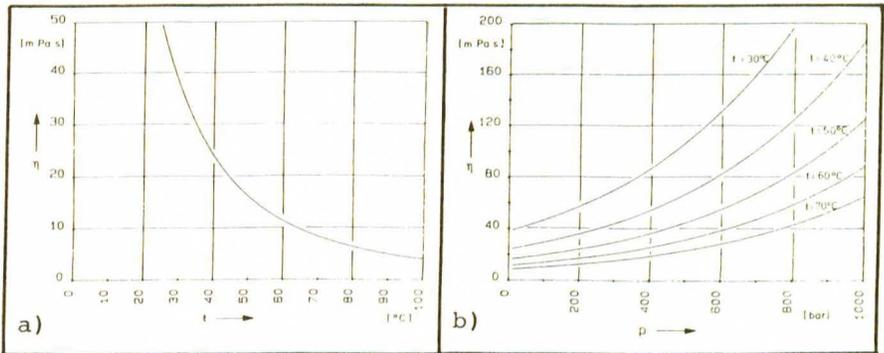


Bild 10: a) Viskositäts-Temperaturverhalten eines Öles
b) Viskositäts-Druckverhalten eines Öles

Fig. 10: a) Viscosity/pressure behavior of one oil
b) Viscosity/temperature behavior of one oil

Leistung) von der Umfangsgeschwindigkeit qualitativ angegeben. Das erwartete, leicht überproportionale Ansteigen der Verlustleistung mit der Umfangsgeschwindigkeit wird durch die Messungen verifiziert, *Bild 8*. Die Verlustleistung sinkt mit abnehmendem spezifischen Ölgehalt, *Bild 8*. Dieses Verhalten ist durch die mit dem Ölgehalt kleiner werdende mittlere Länge, der mit Öl ausgefüllten Spalte, in denen hydraulische Verluste auftreten können, zu deuten. Insbesondere bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit der Verlustleistung vom Betriebsdruckverhältnis, *Bild 9*. Dieses Verhalten kann durch die Änderung der Ölviskosität mit der Temperatur und mit dem lokalen Druck beschrieben werden, *Bild 10*. Auch wenn die wahre Öltemperatur im Verdichter nicht gemessen werden konnte, kann doch angenommen werden, daß mit der in Abhängigkeit vom Druckverhältnis ansteigenden Verdichtungswärme auch die mittlere Öltemperatur, wenn auch in unbestimmter Quantität, ansteigt. Mit ihr sinkt die Ölviskosität, *Bild 10a*, und somit auch die Verlustleistung.

In allen Spalten mit fest vorgegebener Spalthöhe erreicht der Druck maximal die Größenordnung des Betriebsdrucks. Drücke in dieser Höhe beeinflussen die Ölviskosität nur geringfügig /4/.

Der *Profileingriffsspalt* aber besitzt keine definierte Spalthöhe; er wird durch Konturabschnitte der Profile längs des Eingriffs gebildet. Über den Profileingriff wird das aufgrund der Druckkräfte auf den Nebenrotor wirkende Drehmoment auf den Hauptrotor übertragen. Man kann daher die Verhältnisse im Profileingriff in erster Näherung mit denen im Eingriff zweier Zahnräder vergleichen. Untersuchungen des in dieser Zone auftretenden sogenannten elasto-hydrodynamischen Schmierfilms haben ergeben /5/, daß die Drücke von mehr als 10^3 bar auftreten und dann die Viskosität des Öls merklich beeinflussen, *Bild 10b*.

Überträgt man die an Zahnrädern gewonnenen Erkenntnisse mit allem Vorbehalt auf die Schraubenmaschine, so steigt mit

dem zu übertragenden Nebenläufermoment, das mit dem Betriebsdruckverhältnis ansteigt, auch der Druck und damit die Ölviskosität und die Verlustleistung im Profileingriff, wodurch das Ansteigen der Verlustleistung bei höherem Betriebsdruckverhältnis zu erklären ist, Bild 9. Die zuvor dargestellten Verhältnisse werden noch dadurch verstärkt, daß die mit Öl ausgefüllte Spaltlänge bei steigendem Druckverhältnis abnimmt und damit der Druck in dem kleiner werdenden tragenden Ölfilm steigt.

7. Mechanischer Wirkungsgrad

Das Verhalten des mechanischen Wirkungsgrades wird durch das zuvor interpretierte Verhalten der Innenarbeit und damit der Innenleistung und durch das Verhalten der mechanischen und hydraulischen Verlustleistung bestimmt, Bild 1.

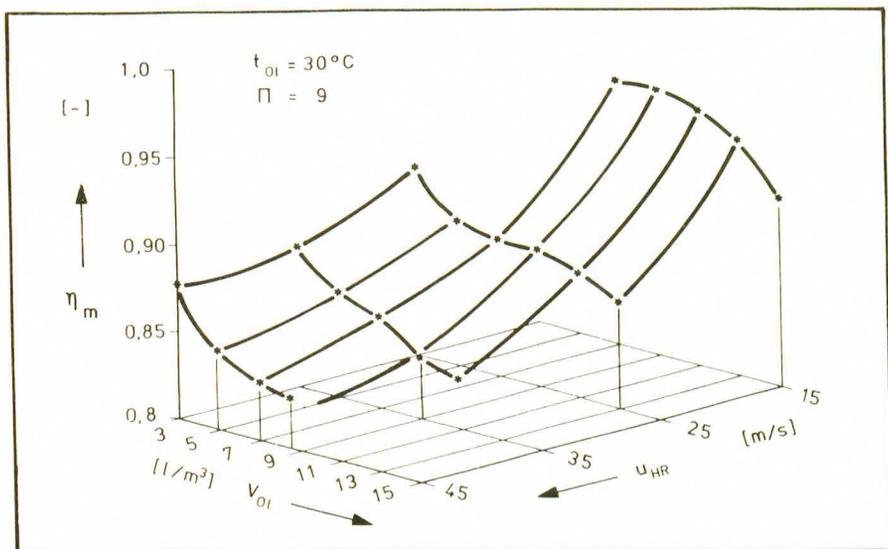


Bild 11: Mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom spezifischen Ölgehalt und der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit bei konstantem Betriebsdruckverhältnis und konstanter Öleinspritztemperatur

Fig. 11: Mechanical efficiency as function of specific oil content and main rotor circumferential speed at constant operation pressure and oil injection temperature

Der mechanische Wirkungsgrad fällt mit steigendem spezifischen Ölgehalt und steigender Umfangsgeschwindigkeit, Bild 11; er steigt mit dem Betriebsdruckverhältnis, Bild 12!

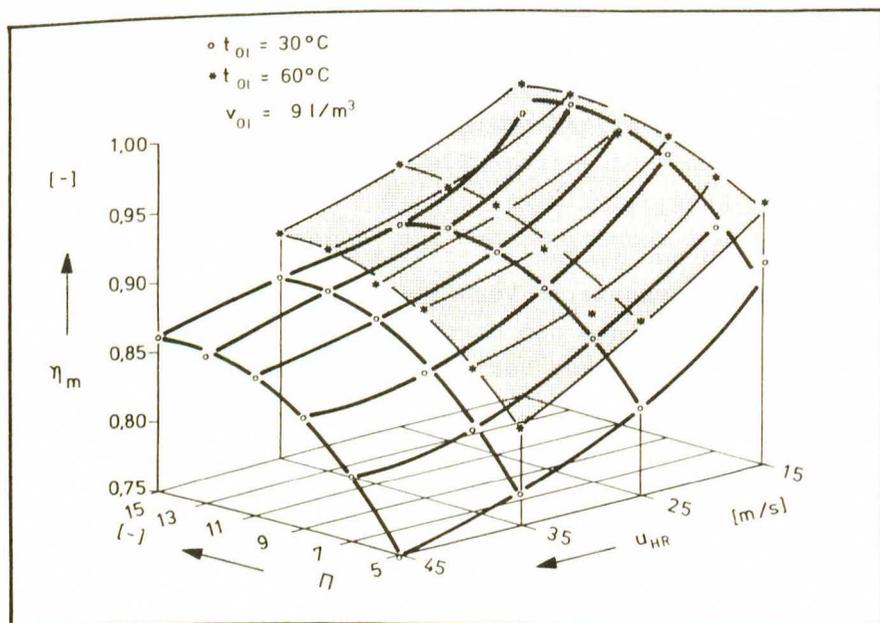


Bild 12: Mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Betriebsdruckverhältnis und der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für zwei Ölein-spritztemperaturen

Fig. 12: Mechanical efficiency as function of operation pressure and main rotor circumferential speed at constant specific oil content and two oil injection temperature

Das Verhalten in Abhängigkeit vom Ölgehalt und von der Umfangsgeschwindigkeit, Bild 11, wird bei kleinem und mittlerem Betriebsdruckverhältnis im wesentlichen durch das Verhalten der mechanischen und hydraulischen Verlustleistung bestimmt, da die Innenleistung bei diesem Druckverhältnis vergleichsweise geringfügig von den genannten Betriebsparametern abhängt, Bild 6, Bild 7.

Bild 12 zeigt, daß der mechanische Wirkungsgrad mit steigendem Betriebsdruckverhältnis ebenfalls ansteigt (z.B. $u_{HR} = 45 \text{ ms}^{-1}$). Der Gradient des mechanischen Wirkungsgrades nimmt mit steigem Druckverhältnis ab und wird bei niedriger Umfangsgeschwindigkeit und niedriger Ölein-spritztemperatur negativ (z.B. $u_{HR} = 15 \text{ ms}^{-1}$, $\Pi = 15$).

Dieses zunächst überraschende Verhalten läßt sich mit Hilfe der Darstellung Bild 9 und Bild 7 klären.

Bei niedrigem Betriebsdruckverhältnis sinkt zunächst die Verlustleistung, Bild 9, und die Innenleistung steigt mit dem Druckverhältnis, Bild 7; dadurch vergrößert sich der mechanische Wirkungsgrad.

Umgekehrt steigt bei hohem Betriebsdruckverhältnis die Verlustleistung und der Gradient des mechanischen Wirkungsgrades wird kleiner.

Für den Konstrukteur und Betreiber eines Schraubenverdichters sollten deshalb die zum Teil gegensätzlichen Einflüsse der beschriebenen Ölwirkungen auf die Betriebsparameter bekannt sein, um energetisch ausgewogen, also relativ optimiert, die Maschine auszulegen bzw. betreiben zu können.

Literatur

- /1/ Naujoks, Reiner : Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen - ein Vergleich von Rechnung und Experiment, Dissertation Universität Dortmund, VDI-Fortschrittsberichte Reihe 7 Nr.69 1982
- /2/ Kauder, Knut : Das Öl im Schraubenkompressor Ein Faktor für optimale Betriebsverhältnisse
in: Pumpen-Vakuumpumpen-Kompressoren '87, Übersee Post Organisation, Nürnberg S.38-44

- /3/ Niepenberg, Horst-Peter: Industrie-Ölfeuerungen
Verlag Kopf, Stuttgart 1968
- /4/ Klamann, Dieter : Schmierstoffe und verwandte
Produkte
Verlag Chemie, Weinheim 1982
- /5/ Ehlert, Jens : Ein Beitrag zur Klärung des
Schmierstoffeinflusses auf den
Verlauf von Druck, Temperatur
und Spalthöhe im elastohydro-
dynamischen Kontakt
Dissertation Technische Univer-
sität Hannover 1975