

Untersuchung an ölüberfluteten Schraubenmaschinen auf einem automatischen Prüfstand

Ing. (grad.) **G. Herbert**, Frankfurt

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird aus der Entwicklung von Schraubenverdichtern bei Mannesmann Demag, Frankfurt berichtet.

Voraussetzung aller Entwicklungsarbeiten war der Aufbau geeigneter Prüfstände. Deshalb werden im ersten Teil des Beitrages Konzept und Konstruktion der Prüfstände vorgestellt. Mit Hilfe einer automatischen Datenerfassungs- und Auswerteanlage können die wichtigsten Einflußgrößen des Schraubenverdichters einfach und rationell untersucht werden. Die Einstellung der Betriebsparameter wird dabei manuell vorgenommen.

Im zweiten Teil werden einige ausgewählte Untersuchungen beschrieben. Ziele dieser Untersuchungen sind:

- Leistungsverbesserungen des Schraubenverdichters
- Ermittlung der für den Anlagenwirkungsgrad und -betrieb günstigen Betriebszustände
- Senkung der Herstellkosten durch Vereinfachung der Bauteile.

1. Die Entwicklung von Schraubenverdichtern bei Mannesmann Demag

In den letzten Jahren gewannen die Schraubenverdichter zunehmend an Bedeutung. Insbesondere die Bauart mit Öleinspritzung verdrängte, trotz ungünstigerem Wirkungsgrad, die Kolbenverdichter vom Markt. Die Anstrengungen bei der Entwicklung sind daher auf die Verbesserung des Wirkungsgrades, der Betriebssicherheit und die Senkung der Fertigungskosten gerichtet /1/.

Die ersten Schraubenverdichter von Mannesmann Demag wurden 1955 in Duisburg gebaut. Das damalige SRM-Profil (Kreisbogenflanken) war im Sinne der Verzahnungstheorie ungünstig. Deshalb konstruierte Mannesmann Demag ein neues unsymmetrisch aufgebautes Zahnprofil, dessen Flanken zum Teil aus Zykloiden bestanden (Bild 1). Das Zähneverhältnis betrug $Z_{HL}/Z_{NL}=4/7$. Die Verdichtungsräume waren zu dieser Zeit ölfrei.

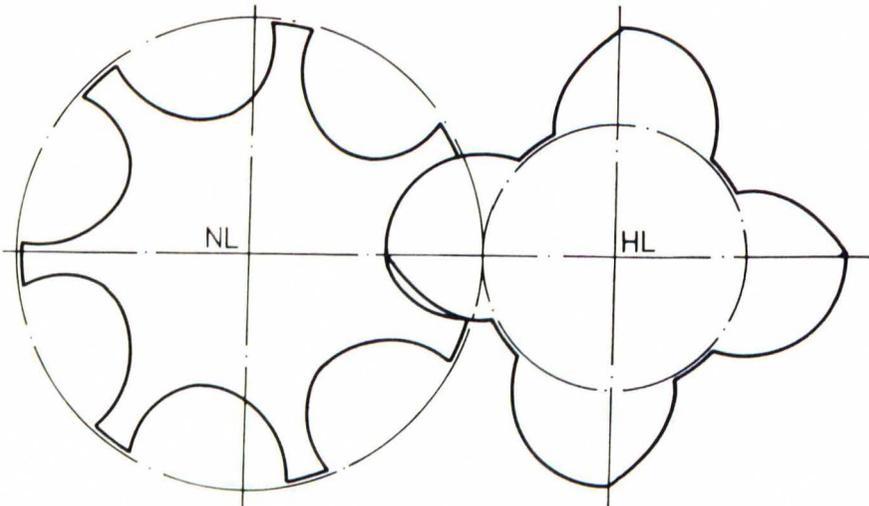


Bild 1 : Unsymmetrisch aufgebautes Zahnprofil, Flanken z.T. aus Zykloiden (Mannesmann Demag), $Z_{HL}/Z_{NL} = 4/7$

Das in den 50er Jahren von SRM entwickelte und noch heute von vielen Lizenznehmern verwendete Profil (Bild 2) weist ähnlich wie bei Mannesmann Demag eine Zykloidenverzahnung auf, mit einem Zähneverhältnis von $Z_{HL}/Z_{NL} = 4/6$.

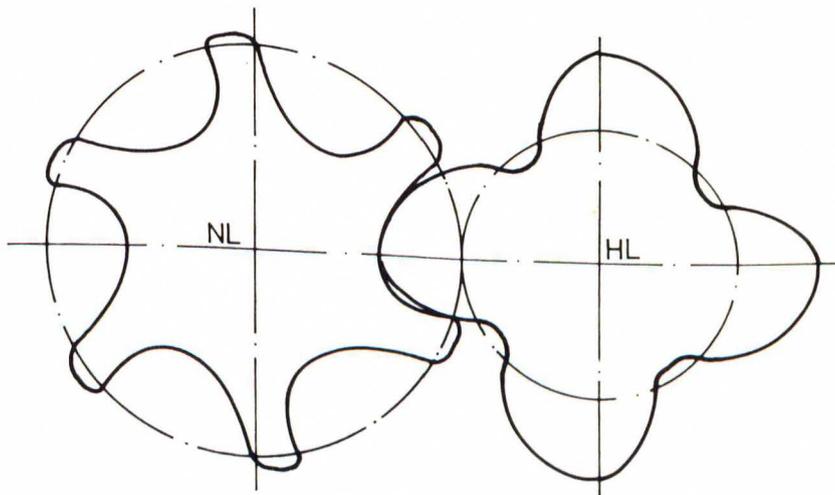


Bild 2 : Unsymmetrisches SRM-Profil, $Z_{HL}/Z_{NL} = 4/6$

Basierend auf Arbeiten der Firma SRM begann im Jahre 1966 bei Mannesmann Demag die Entwicklung der Schraubenverdichter mit Öleinspritzung. Das eingespritzte Öl erfüllt im wesentlichen die Funktion der Kühlung, Schmierung und Dichtung. Schraubenverdichter mit Öleinspritzung können bei erheblich niedrigeren Umfangsgeschwindigkeiten betrieben werden /2/.

Die weitere Entwicklung dieser ölüberfluteten Schraubenverdichter wurde ab ca. 1974 in Frankfurt betrieben. Die Entwicklung zielte auf die Senkung der Herstellkosten und Verbesserung der Wirkungsgrade hin.

Ausgangspunkt der Eigenentwicklung war das nun auch bei Mannesmann Demag verwendete SRM-Profil. Es wurde versucht, neue Profilformen zu finden, die den Ansprüchen an einfachere Bearbeitung als auch bessere Wirkungsgrade genügten.

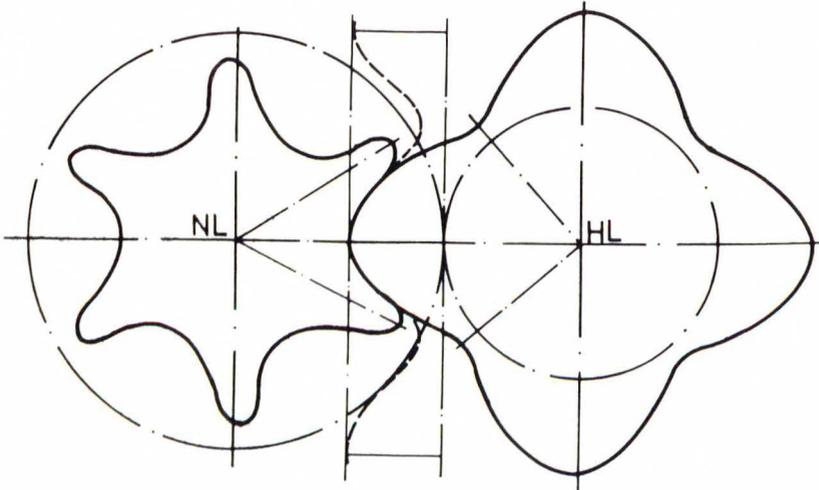


Bild 3 : Evolventenzahnprofil DLT II (Mannesmann Demag),
 $Z_{HL}/Z_{NL}=4/6$

Die erste Entwicklung war ein Evolventenprofil, welches sich als gut herstellbar erwies. Hierbei handelte es sich um ein 4 zu 6-Profil, das aus der gradflankigen Zahnstange abgeleitet ist (Bild 3). Nachteilig ist das geringe Kammervolumen dieses Profils.

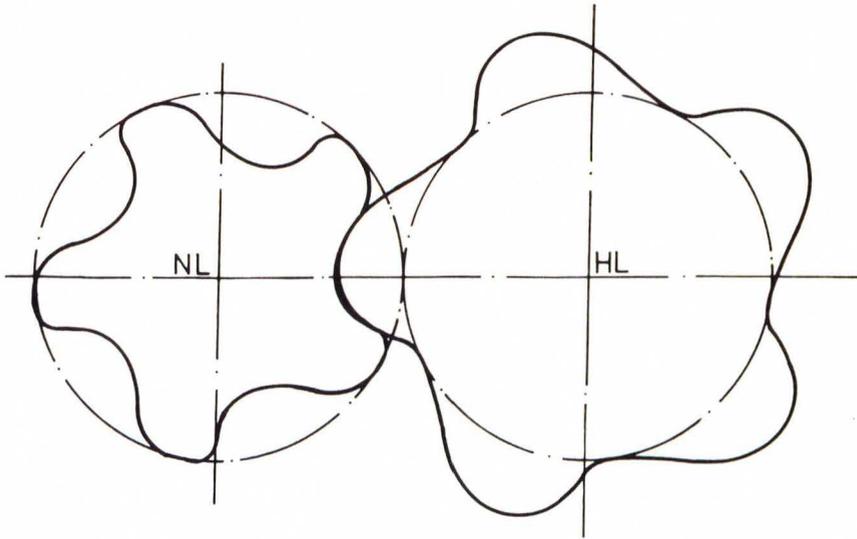


Bild 4 : Evolventenzahnprofil DLT III (Mannesmann Demag), $Z_{HL}/Z_{NL} = 5/5$

Ein weiteres Profil mit dem Zähneverhältnis $Z_{HL}/Z_{NL} = 5/5$ wurde erprobt (Bild 4). Hierbei waren die Ergebnisse nur befriedigend.

Die aus den vorherigen Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse führten zu dem jetzigen Profil mit einem Zähneverhältnis von $Z_{HL}/Z_{NL} = 5/6$ (Bild 5). Die erzielten Ergebnisse mit diesem Profil sind sehr zufriedenstellend.

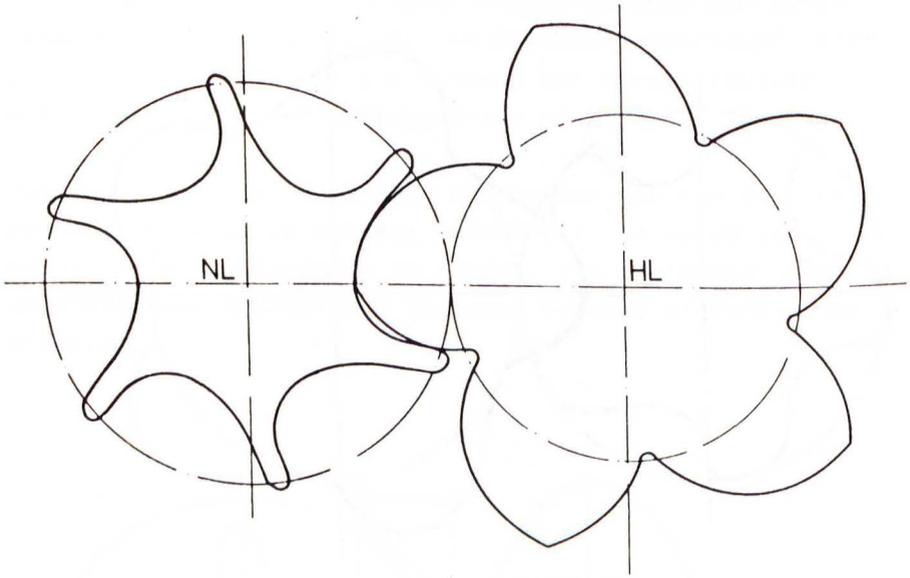


Bild 5 : DLT IV-Profil (Mannesmann Demag)

$$Z_{HL}/Z_{NL} = 5/6$$

Um die erforderlichen Leistungsuntersuchungen an den Schraubenverdichtern vornehmen zu können, war es erforderlich, daß entsprechende Versuchsprüfstände eingerichtet wurden.

2. Konzept und Konstruktion der Schraubenverdichter-Prüfstände

Die neuen Versuchsprüfstände für ölüberflutete Schraubenverdichter mit automatischer Datenerfassungs- und Auswerte-Anlage wurden ursprünglich in Frankfurt aufgebaut. In dem neuen, großzügig geplanten, Versuchsfeld in Simmern sind diese jetzt installiert (Bild 6). Die maximalen Antriebsleistungen betragen 156 kW bzw. 280 kW. Zur Zeit wird

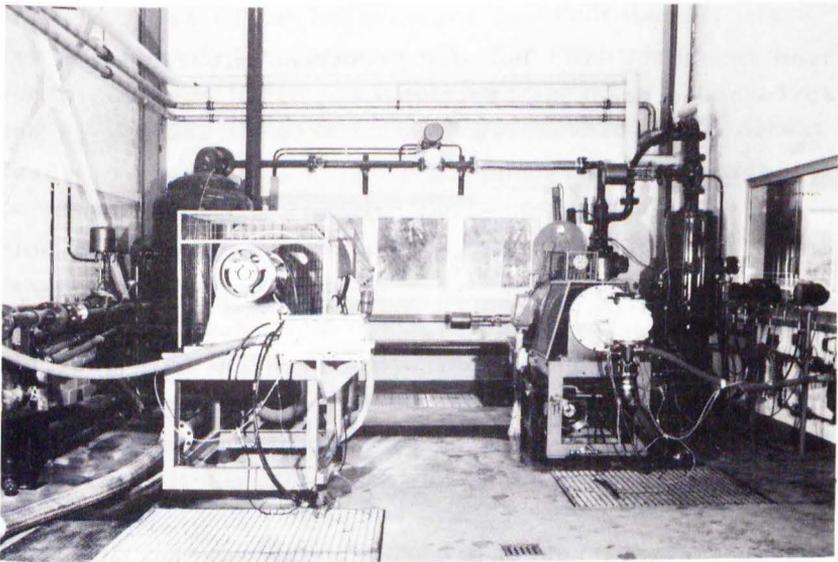


Bild 6 : Schraubenverdichter-Prüfstände im Werk Simmern

an einer weiteren Verbesserung und Automatisierung der elektronischen Meßeinrichtung und Computerauswertung gearbeitet.

Auf diesen Prüfständen werden die Verdichter untersucht und bei Neuentwicklungen die Optimierung der Betriebsparameter durchgeführt. Die Optimierung der Verdichter ist in erster Linie auf die Weiterverwendung in eigenen Anlagen ausgerichtet. Die Versuche dienen dazu, praxisbezogene Ergebnisse zu erhalten.

Da die Versuchsdurchführung mit erheblichen Kosten und einem großen Zeitaufwand verbunden ist, werden Grundsatzuntersuchungen nur bedingt vorgenommen.

In diesem Abschnitt soll nur der Prüfstand mit 280 kW-Antriebsleistung dargestellt werden.

2.1 Zielsetzung der Versuche

Um den Einfluß der Betriebsparameter, wie Verdichterdendruck p_2 , Ölvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Ö1}}$, Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{Ö1}}$, Ölviskosität ν sowie Drehzahl n_{HL} bzw. HL-Umfangsgeschwindigkeit u_{HL} auf die Leistungsdaten des Verdichters untersuchen zu können, sollte die Drehzahl stufenlos einstellbar und der Einspritzdruck des Kühl- bzw. Schmieröles unabhängig vom Druck im Ölbehälter frei wählbar sein.

Das eingespritzte Öl hat einen erheblichen Einfluß auf den Betrieb des Verdichters bzw. der Verdichteranlage /3,4/. Die optimale Anpassung von Ölmenge und Öltemperatur bzw. -viskosität auf einen bestimmten Betriebspunkt läßt sich experimentell auf dem Prüfstand ermitteln /5/. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse sollen dann in der Praxis realisiert werden.

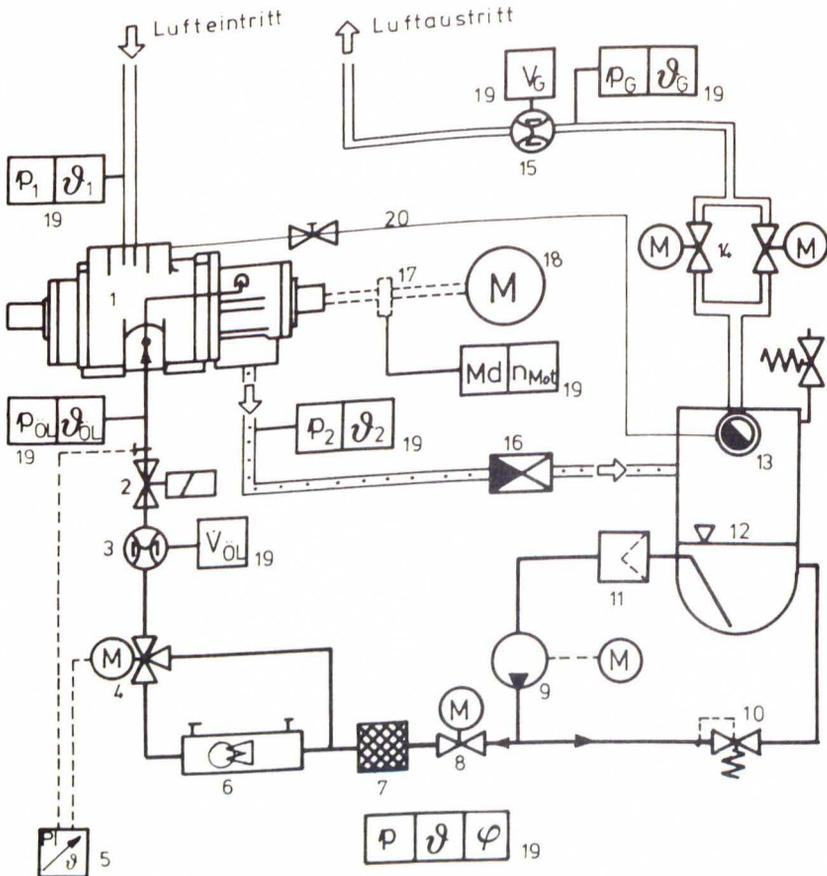
Da - wie bereits bemerkt - die Versuche teuer und aufwendig sind, werden die Erfassung und Auswertung der Meßergebnisse mit Hilfe einer Datenerfassungs- und Rechenanlage durchgeführt. Dadurch wird, gegenüber der manuellen Erfassung und Auswertung, ein beachtlicher Zeitgewinn erzielt. Des weiteren können mehr Versuchsdaten aufgenommen und umfangreiche Auswertungen durchgeführt werden.

2.2 Mechanischer und meßtechnischer Prüfstandsaufbau

In Bild 7 ist die Prinzipskizze des Prüfstandes mit dem 280 kW-Antrieb dargestellt. Der Verdichter wird von einem regelbaren Gleichstrommotor $n_{\max} = 2.500 \text{ min}^{-1}$ und $P_{\max} = 280 \text{ kW}$ angetrieben. Der Antrieb kann direkt über ein Getriebe oder mittels Keilriemen erfolgen. Zwischen Antriebsmotor und Verdichter wird wahlweise eine 0,5 kNm- bzw. 2 kNm-Meßwelle zur Ermittlung des Drehmomentes und der Motordrehzahl eingesetzt.

Die Luft wird vom Verdichter direkt über den Eintrittsstutzen angesaugt. Es können Luftfilter oder Einlaufrohre vorgeschaltet werden. Das vom Verdichter gelieferte Luft-Öl-Gemisch gelangt in den Druckbehälter bzw. Ölbehälter, in dem die größte Menge Öl abgeschieden wird. Die Restölmenge wird der Druckluft durch den Ölfeinabscheider nahezu vollständig entzogen. Dieses abgeschiedene Öl im Feinabscheider wird in den Verdichter zurückgeführt.

Die ölfreie Luft gelangt dann über zwei parallel geschaltete Drosselventile zum Drehkolbengaszähler und anschließend über die Anströmleitung mit Schalldämpfer ins Freie. An den Drosselventilen wird der Betriebsdruck eingestellt.



- 1 Schraubenverdichter
- 2 Ölstopfventil
- 3 Turbinendurchflußmesser
- 4 3-Wege Ventil
- 5 Temperaturregler
- 6 Ölkuhler
- 7 Ölfilter
- 8 Ölventil
- 9 Öl pumpe
- 10 Druckbegrenzungsventil

- 11 Siebfilter
- 12 Ölbehälter (Druckluftkessel)
- 13 Ölfeinabscheider
- 14 Ventil (Luft)
- 15 Drehkolbengaszähler
- 16 Rückschlagventil
- 17 Drehmomentenmeßwelle
- 18 Antriebsmotor
- 19 Meßstellen
- 20 Absaugleitung

Bild 7 : Prinzipskizze des Schraubenverdichter-Prüfstandes

Am Drehkolbengaszähler werden der Druck, die Temperatur und die Zeit, in welcher ein bestimmtes Luftvolumen durchströmt, gemessen. Hieraus wird der Luftvolumenstrom ermittelt. Mit dem Druck und der Temperatur am Verdichtereintritt ergibt sich daraus der aus dem Eintrittszustand bezogene Volumenstrom.

Da das Öl unabhängig vom Druck im Ölbehälter in den Verdichter einspritzbar sein soll, wird das Öl von einer Zahnradpumpe (Fördermenge : $\dot{V}_{\text{Öl max}} = 500 \text{ l/min}$) aus dem Ölbehälter angesaugt und in das Rohrleitungssystem gedrückt. Hinter der Ölpumpe ist ein vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil (Überströmventil) installiert. Es begrenzt den Systemdruck. Die überschüssige Ölmenge wird in den Ölbehälter zurückgeführt.

Über Stromregelventil, Ölfilter, Ölkühler, Dreiwegeventil, Turbinendurchflußmesser und Ölstopventil gelangt das Öl in den Verdichter.

Mit Hilfe eines elektronischen Dreipunkt-Schrittreglers mit PI-Verhalten, eines Widerstandsthermometers Pt 100 und eines elektrischen Dreiwegeventils wird die Einspritztemperatur des Öles geregelt. Der hier zum Einsatz kommende elektronische Temperaturregler eignet sich für langsame Regelstrecken. Ein solches System liegt hier vor. Parallel zum Ölkühler ist ein Bypass geschaltet und über das Dreiwegeventil wird hiermit eine Beimischregelung realisiert. Die gewünschte Mischtemperatur (Öleinspritztemperatur) wird am Dreipunkt-Schrittregler eingestellt (Sollwertbereich : 0 - 150 °C).

Mit dem Turbinen-Durchflußmesser (Meßbereich 20-600 l/min) wird der momentane Ölvolumenstrom gemessen. Die Drehzahl wird berührungslos und rückwirkungsfrei durch den nicht magnetischen Rohrkörper abgegriffen und über einen Impulsverstärker sowie einen Digital-Analog-Wandler zur Datenerfassungsanlage weitergeleitet.

Folgende Meßstellen sind installiert (Bild 7 und 8) :

Drücke :

Luftdruck im Prüfraum p , Ansaugdruck p_1 , Verdichtungsdruck p_2 , Druck vor Drehkolbengaszähler p_G , Öleinspritzdruck $p_{\text{Ö}1}$

Temperaturen :

Lufttemperatur im Prüfraum ϑ , Ansaugtemperatur ϑ_1 , Verdichtungstemperatur ϑ_2 , Temperatur vor Drehkolbengaszähler ϑ_G , Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{Ö}1}$

sonstige Größen :

Volumenstrom am Drehkolbengaszähler \dot{V}_G , Ölvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Ö}1}$, relative Luftfeuchte φ , Antriebsmoment M_d , Antriebsdrehzahl n_{Mot} (HL-Drehzahl n_{HL})

Dies ergibt insgesamt 15 Meßstellen, die zur Ermittlung der wichtigsten Betriebsparameter dienen.

Die Drücke werden mit Druckaufnehmern (Widerstandsbrücken) und die Temperaturen mit NiCrNi-Thermoelementen aufgenommen. Die elektrischen Signale zur Ermittlung der Drehzahl und des Drehmomentes liefert die Drehmomentenmeßwelle.

Die oben genannten Meßwertgeber liefern ein analoges Signal in Form von Spannungen oder Strömen. Diese werden in der Datenerfassungsanlage digitalisiert und in die entsprechenden physikalischen Größen umgerechnet.

2.3 Automatische Meßdatenerfassung und -auswertung

Bei der Konzipierung des Meßwernerfassungssystems bei Mannesmann Demag entschied man sich dafür, die Erfassung und Auswertung der Meßergebnisse mit zwei unabhängig voneinander arbeitenden Systemen durchzuführen. Der Vorteil hierbei ist, daß die Auswertung unabhängig von der Erfassung arbeiten kann und der Rechner für sonstige Aufgaben einsetzbar bleibt, um z.B. aufwendige Plottprogramme zu verarbeiten. Weiterhin können hierdurch die Meßwerte nach individuellen Anwenderprogrammen ausgewertet und registriert werden.

2.3.1 Datenerfassungsanlage

Die Datenerfassungsanlage hat die Aufgabe, Meßgrößen eines Verdichters, welche aus einer direkten Messung zugänglich sind, zu erfassen (Bild 8). Es können 32 Meßgrößen verarbeitet werden. Die von dem Meßwertaufnehmer gelieferten analogen Daten werden digitalisiert, in physikalische Größen umgerechnet und computergerecht aufbereitet. Weiterhin besitzt die Datenerfassungsanlage drei LED's zur Anzeige von Meßwerten. Die Auswahl der anzuzeigenden Meßwerte erfolgt über den anzeigenzugeordneten Dekadendrehschalter. Der angeschlossene Rechner hat die Aufgabe, die Kommunikation zwischen den beiden Einheiten zu steuern und führt die Berechnung derjenigen Kenngrößen durch, die nicht direkt meßbar sind. Über den angeschlossenen Drucker erfolgt die Protokollierung aller gemessenen und berechneten Werte. Es besteht weiterhin die Möglichkeit, die Ergebnisse zu speichern oder auch über einen Plotter auszugeben.

2.3.2 Programmablauf

Alle wichtigen Meßgrößen werden laufend angezeigt. Bei Erreichen des gewünschten Stationärzustandes des Verdichters wird der Meßvorgang über den Rechner manuell gestartet.

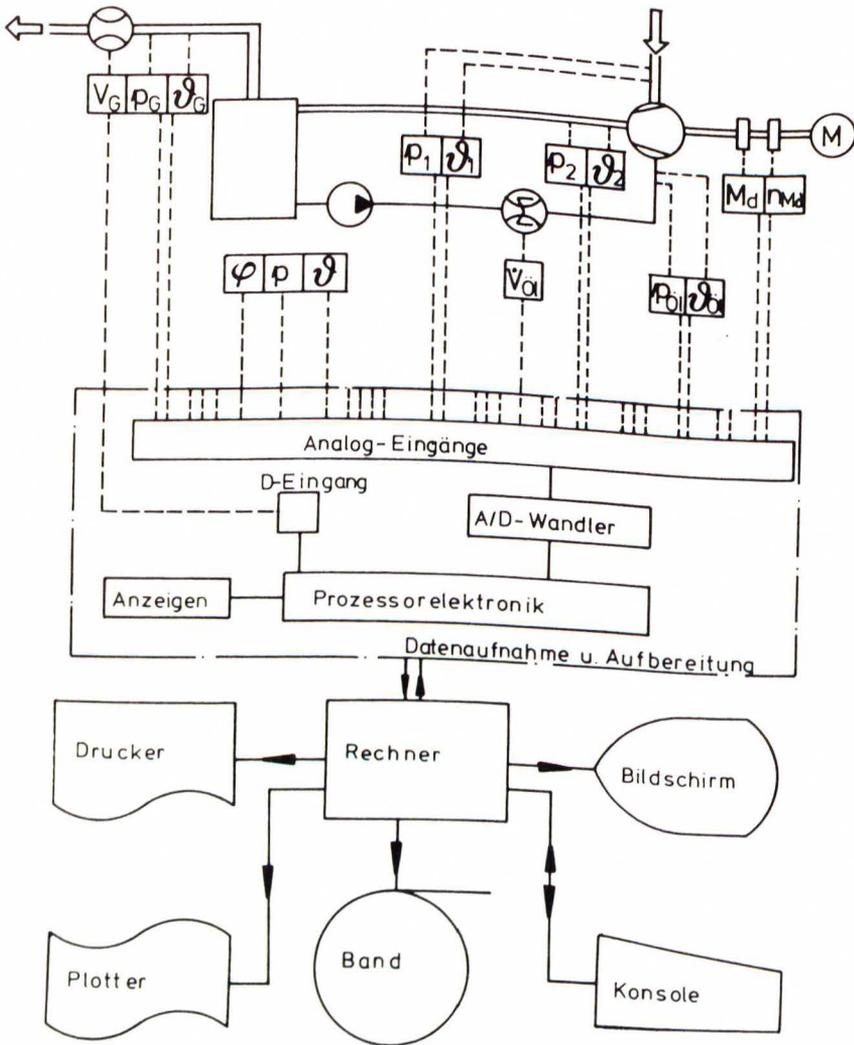


Bild 8 : Meßstellenplan und vereinfachter Datenflußplan der Meßdatenerfassungs- und Auswerteanlagen

Nach dem Startbefehl des Rechners läuft der Meßzyklus wie folgt ab :

Alle Meßstellen werden nacheinander von der Datenerfassungsanlage abgefragt. Die anstehenden analogen Ausgangswerte der Meßwertnehmer werden, wie erwähnt, digitalisiert und im Speicherteil abgelegt. Hierbei beträgt die Abfragerate 500 ms. Dieser Vorgang wird noch zweimal wiederholt. Die Daten werden zu den bereits im Speicher abgelegten Werten addiert und daraus wird der Mittelwert gebildet. Diese Mittelwertbildung dient dazu, Meßungenauigkeiten auszugleichen.

Gleichzeitig mit der Abfrage der analogen Meßwerte erfolgt die digitale Messung des Luftvolumenstromes am Drehkolbengaszähler. Diese Messung wird nur einmal pro Zyklus durchgeführt.

Nachdem alle Meßwerte erfaßt und abgespeichert sind, erfolgt die Aufbereitung der Meßdaten. Alle Daten werden nacheinander einzeln aus dem Speicher abgerufen, in die entsprechende physikalische Größe umgerechnet und an den Rechner übertragen. Der Meßzyklus ist beendet, wenn alle Daten aufbereitet und übertragen sind.

2.3.3 Erfahrungen während des Betriebes

Bei der Installation der Meßwert-Erfassungsanlage im Jahre 77 reichten die dadurch gegebenen Möglichkeiten wohl aus. Im Laufe der Jahre, durch täglichen Einsatz sowie die steigenden Anforderungen an die Auswertung, wurden die Schwachstellen der Datenerfassungsanlage sichtbar.

Bild 9 zeigt die derzeitige Steuerung und Datenerfassungsanlage der Prüfstände im Werk Simmern

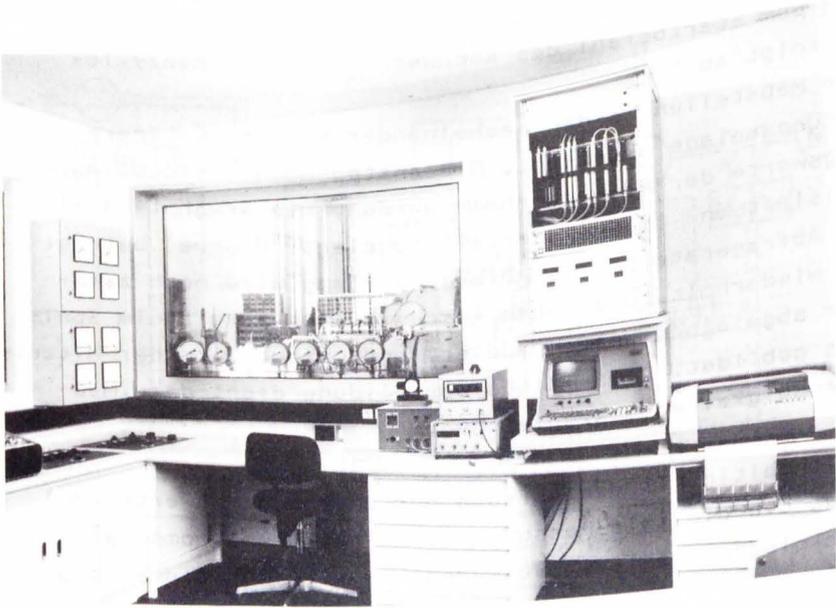


Bild 9 : Steuereinrichtung und Datenerfassungsanlage im
Werk Simmern

Die Flexibilität, welche durch die Anwenderprogramme des Rechners gegeben ist, wird durch die Hardware der Datenerfassung stark eingeschränkt. Es besteht z.Zt. keine Möglichkeit, mit einfachen Mitteln in die Software der Datenerfassungsanlage, entsprechend veränderter Bedingungen, wie z.B. Anpassung an die Eichkurve von Meßgebern, einzugreifen. Ebenso ist der Programmablauf der Datenerfassungsanlage fest vorgegeben. Desweiteren treten bei den Meßeingängen der Drücke gewisse Instabilitäten auf.

Zur Zeit ist eine neue Datenerfassungs- und Auswertungs-Anlage in Planung. Die oben beschriebenen Schwachstellen werden hierbei eliminiert. Gleichzeitig wird die z.Zt. nicht mögliche dynamische Messung gewährleistet sein. Die neue Datenerfassungsanlage wird auch zur Messung und Überwachung von stationären und dynamischen Betriebszuständen an fahrbaren und ortfesten Verdichteranlagen verwendbar sein. Dies bedeutet, daß diese Anlage transportabel einsetzbar ist.

Die Datenerfassung und Datenverarbeitung bleiben weiterhin getrennt. Die Datenerfassungsanlage wird also wieder an einem Rechner (z.B. PC) angeschlossen sein, der wie bisher die Meßdatenauswertung übernimmt. Darüber hinaus wird dieser Rechner an eine Großrechenanlage angeschlossen. Dadurch kann mit dem Rechner sowohl ein Off- als auch ein On-line-Betrieb mit dem Großrechner durchgeführt werden, wodurch es möglich wird, komplizierte Versuchsauswertungen, wie z.B. Kurvenapproximationen, Statistiken, usw. vorzunehmen.

Die Datenübermittlung von Simmern nach Frankfurt erfolgt dann wahlweise auf zwei Wegen, zum einen auf Datenträgern, wie z.B. Disketten, und zum anderen über die Großrechenanlage, mit der in Frankfurt ebenfalls ein Rechner (z.B. PC) verbunden ist. Dadurch wird eine zusätzliche erweiterte Auswertung der Meßdaten in den Entwicklungsabteilungen gewährleistet.

3. Beschreibung und Auswertung von verschiedenen Einzeluntersuchungen an ölüberfluteten Schraubenverdichtern

Nun sollen einige experimentelle Untersuchungen an Schraubenverdichtern beschrieben werden, die entweder zur Ermittlung günstiger Betriebsparameter oder zur Senkung der Herstellkosten dienen. Bei diesen Untersuchungen wurden Meßwertaufnahme und Auswertung, wie in Abschnitt 2 beschrieben, durchgeführt.

Für das eingespritzte Öl wird in den Diagrammen der Parameter $p_{\dot{O}l}$ (Druck an der Öleinspritzstelle, Überdruck) gewählt. Dies bedeutet, daß der absolute Ölstrom $\dot{V}_{\dot{O}l}$ bei sonst gleichen Bedingungen über dem Drehzahlbereich (HL-Umfangsgeschwindigkeiten) nahezu konstant bleibt (Bild 10). Zum anderen

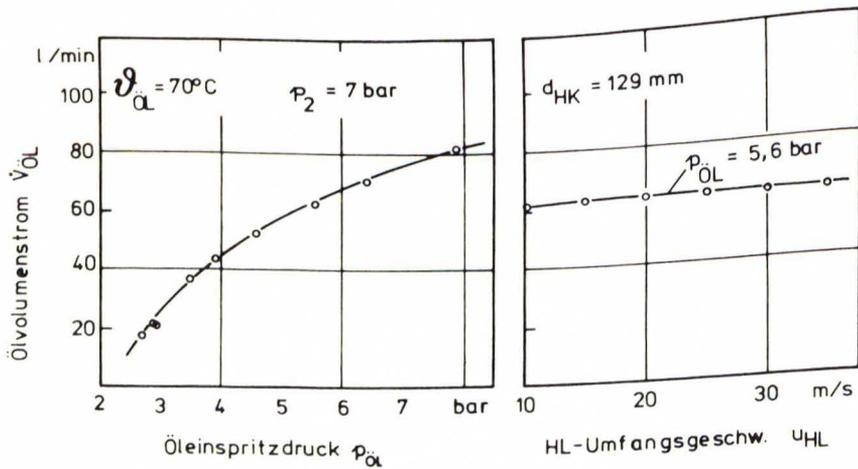


Bild 10 : Ölstrom als Funktion des Öleinspritzdruckes und der HL-Umfangsgeschwindigkeit

ergibt sich daraus, daß der spezifische Öl­volumenstrom $\dot{V}_{\text{Ös}}$, also die Ölmenge, die pro 1 m^3 geförderte Luft eingespritzt wird, mit zunehmender HL-Umfangsgeschwindigkeit abnimmt, da $\dot{V}_L = f(u_{\text{HL}})$ ist. Dieses Verhalten wirkt sich positiv auf die Leistungsdaten des Schraubenverdichters aus (s. hierzu/2, 4, 6/). Diese Betrachtungsweise entspricht auch am ehesten der Kennlinie einer Schraubenverdichteranlage, die ohne Ölpumpe arbeitet (überwiegend am Markt). Der Druck am Druckstutzen p_2 ist immer als Überdruck angegeben.

3.1 Drosselversuche mit unterschiedlichen Regelorganen

Ziel der Untersuchung war es, das Drosselverhalten von verschiedenen Regelorganen mit gleichen Nennweiten für Schraubenverdichter mit dem Medium Luft zu ermitteln. Diese Drosselorgane sind Kugelhahn, Drosselklappe und Kegelventil, welche auf einem Schraubenverdichter mit einem Hauptläuferdurchmesser $d_{\text{HK}} = 128 \text{ mm}$ aufgebaut wurden. Es sollte gezeigt werden, wie sich für die verschiedenen Drosselorgane der Eintrittsvolumenstrom sowie die Leistungsaufnahme des Verdichters mit der Drosselstellung bei konstanter Drehzahl verändert.

Zweck der Untersuchung war die Ermittlung eines gut regelbaren Drosselorganes, d.h. eines Drosselorganes, für welches der Eintrittsvolumenstrom und damit die Verdichterleistung möglichst linear während des Schließens der Drossel abfällt.

Aus vorhandenen Messungen wurden die HL-Umfangsgeschwindigkeiten u_{HL} für die Luftgeschwindigkeiten im Ansaugstutzen von $c = 15$ und 25 m/s bei vollgeöffnetem Drosselorgan (Drosselklappe) ermittelt. Die Betriebsparameter Öleinspritztemperatur, Öleinspritzvolumen, Ölviskosität u. Verdichterenddruck wurden während dieser Versuche konstant gehalten.

Zum besseren Vergleich der Drosseln untereinander wurden die Volumenströme und die Leistungsaufnahme auf den maximalen Volumenstrom und die maximale Leistungsaufnahme der Drosselklappe und die Drosselstellung auf die jeweilige maximale Drosselstellung für die HL-Umfangsgeschwindigkeit $u_{HL} = 100 \%$ bezogen. Der jeweilige Volumenstrom (in %) und die Leistungsaufnahme (in %) über der eingestellten Drosselstellung (in %) ist in Bild 11 für die unterschiedlichen Drosseln dargestellt.

Aus dieser Abbildung erkennt man deutlich, daß die Elemente Kugelhahn und Drosselklappe in ihrem Verhalten der idealen Regelkennlinie näher kommen als das Kegelventil. Eine optimale Regelfunktion wäre eine Kennlinie, gemäß der der Volumenstrom linear mit dem Schließen der Drossel abnimmt, bis bei geschlossener Drossel der Volumenstrom gleich Null ist.

Man erkennt auch, daß das Kegelventil bereits bei ganz geöffneter Stellung einen etwas geringeren Volumenstrom erbringt. Das bedeutet, daß dieses Kegelventil in vollgeöffneter Stellung, möglicherweise infolge der bauartbedingten Umlenkung, eine höhere Drosselung als die anderen Ventile besitzt. Weiterhin ist zu erkennen, daß Kugelhahn und Drosselklappe bereits vor Erreichen der maximalen Schließstellung als geschlossen angesehen werden können.

In Bild 11 wird auch die Auswirkung des geregelten Volumenstromes auf die Leistungsaufnahme des Verdichters sichtbar. Man erkennt, daß die aufgenommene Leistung abnimmt, sobald der Luftstrom gedrosselt wird. Der Kurvenverlauf ist ähnlich wie bei den Kennlinien des Volumenstromes, jedoch geht die Leistung bei Nullförderung nicht ebenso wie der Volumenstrom auf Null zurück, sondern der am Druckstutzen anstehende Gegendruck wirkt auf den Verdichter ein und dieser versucht das Druckverhältnis aufrechtzuhalten (Grund: Rückströmung $\dot{V}_1 \neq 0$).

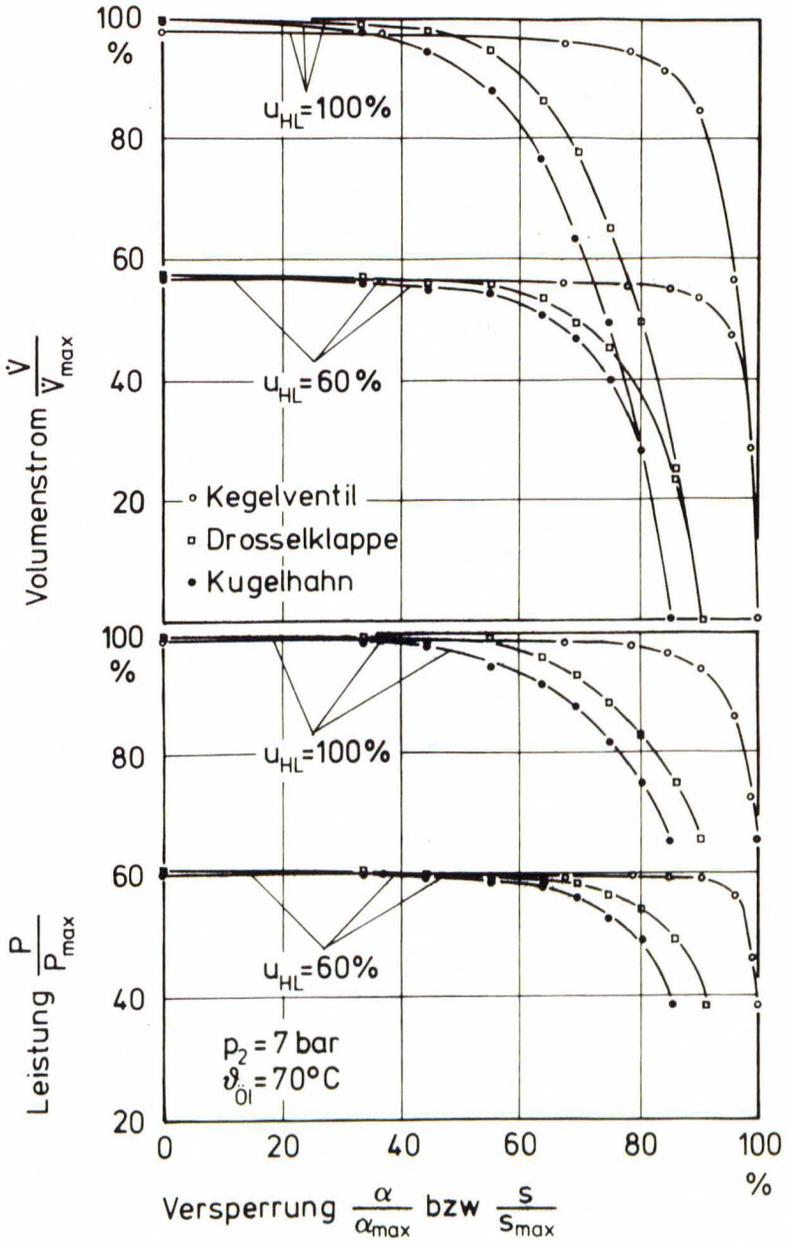


Bild 11: Volumenstrom und Leistung als Funktion der Versperrung für drei verschiedene Drosselorgane

Bei Nullförderung und ohne Gegendruck wurde auch eine Leistungsmessung durchgeführt. Man erkennt, daß der Verdichter noch immer Leistung aufnimmt. Diese Verlustleistungen müssen natürlich auch während des normalen Betriebes erbracht werden.

In Bild 12 ist der Volumenstrom vor und hinter der Drossel (Kugelhahn) über der Versperrung aufgetragen. Aus dieser Abbildung ist zu entnehmen, daß der Volumenstrom vor der Drossel mit zunehmender Versperrung abnimmt, hinter der Drossel jedoch praktisch konstant bleibt. Der Zusammenhang zwischen den beiden Volumenströmen läßt sich wie folgt herleiten :

Der Massenerhaltungssatz liefert

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (1)$$

wobei Zustand 1 : vor der Drossel und

Zustand 2 : nach der Drossel

ist. Mit der Gasgleichung

$$p \cdot \dot{V} = \dot{m} \cdot R \cdot T \quad (2)$$

ergibt das

$$\frac{p_1 \cdot \dot{V}_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot \dot{V}_2}{T_2} \quad (3)$$

und daraus

$$\dot{V}_2 = p_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{\dot{V}_1}{p_2} \quad (4)$$

wobei das Temperaturverhältnis $T_2/T_1 \approx 1$ gesetzt wird.

Letzteres läßt sich wie folgt herleiten :

Der Energiesatz für adiabate Strömungen lautet

$$H_1 = H_2 \quad (5) \quad H = \text{Gesamtenthalpie}$$

daraus ergibt sich

$$c_{p1} \cdot T_{t1} = c_{p2} \cdot T_{t2} \quad (6)$$

wobei $T_t = T_i + \frac{c_i^2}{2 \cdot c_{pi}}$ die Gesamttemperatur ist.

Aufgrund der geringen Änderung der spezifischen Wärmekapazität innerhalb eines Temperaturbereiches kann

$c_{p1} = c_{p2} = c_p$ gesetzt werden. Es ergibt sich

$$T_1 + \frac{c_1^2}{2 c_p} = T_2 + \frac{c_2^2}{2 c_p} \quad (7).$$

$c_{1, 2}$ = Luftgeschwindigkeit
 c_p = spez. Wärmekapazität
 $T_{1, 2}$ = Lufttemperatur

Mit $c_1 = 0$ ergibt sich

$$T_1 = T_2 + \frac{c_2^2}{2 c_p} \quad (8)$$

oder

$$1 = \frac{T_2}{T_1} + \frac{c_2^2}{2 c_p T_1} \quad (9)$$

nach T_2/T_1 umgestellt erhält man

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p \cdot T_1} \quad (10).$$

Für eine Abschätzung werden folgende Werte angenommen :

Lufttemperatur am Eintritt $T_1 = 293 \text{ K}$

Spezifische Wärmekapazität $c_p = 1.004 \text{ J/kgK}$

Luftgeschwindigkeit am engsten Querschnitt $c_2 = 25 \text{ m/s}$

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{(25 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 1.004 \text{ J/kgK} \cdot 293 \text{ K}} = 0,9989$$

$$\frac{T_2}{T_1} \approx 1.$$

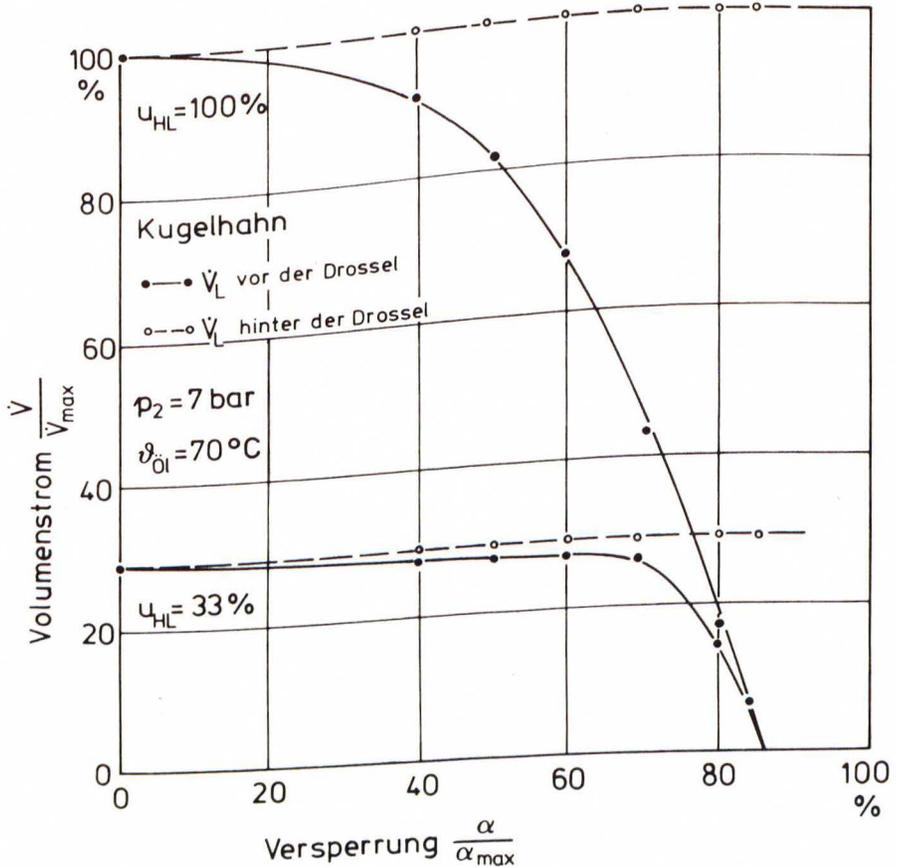


Bild 12 : Volumenstrom vor und hinter der Drossel als Funktion der Versperrung

Mit Gl. (4) läßt sich der Volumenstrom hinter der engsten Stelle der Drossel aus dem Volumenstrom am Eintritt in das Drosselorgan und dem gemessenen Druckverhältnis berechnen. Die Berechnungen ergeben, wie bereits bemerkt und in Bild 12 dargestellt, daß der Volumenstrom hinter der Drossel mit zunehmender Versperrung des Drosselorganes konstant bleibt.

Interessant ist, daß im Grenzfall der geschlossenen Drossel ($\alpha = 0$) der Volumenstrom hinter der Drossel gegen einen endlichen Wert läuft, denn nach Gl. (4) gilt $\dot{V}_1/p_2 (\alpha \rightarrow 0) = 0/0$. Die Kurve für den Volumenstrom hinter der Drossel in Bild 12 kann also "gradlinig" ohne abzuknicken auf 100 % Versperrung extrapoliert werden.

3.2 Einfluß des Betriebsdruckes auf den volumetrischen Liefergrad und das spezifische Antriebsmoment

Den Einfluß des Verdichterdruckes p_2 (Druck am Druckstutzen) auf die Leistungsdaten des Verdichters zeigen Bild 13 und 14. Bei der Untersuchung wurde ein Schraubenverdichter mit einem HL-Durchmesser $d_{HK} = 129$ mm verwendet. Der Verdichterenddruck ist in den Diagrammen als Parameter gewählt.

Eine häufig verwendete Kenngröße zur Beurteilung eines Schraubenverdichters ist der volumetrische Liefergrad λ . Er ist definiert als das Verhältnis von tatsächlichem Volumenstrom \dot{V}_L zum theoretischen Volumenstrom \dot{V}_{th} .

$$\lambda = \dot{V}_L / \dot{V}_{th} \quad (11)$$

Der theoretische Volumenstrom \dot{V}_{th} läßt sich ausdrücken als

$$\dot{V}_{th} = V_i \cdot n_{HL} \quad (12),$$

wobei V_i das nur von der jeweiligen Läufergeometrie des Schraubenverdichters abhängige innere Kammervolumen pro Hauptläuferumdrehung und n_{HL} die Drehzahl des Hauptläufers (HL) ist./4/.

Das spezifische Antriebsmoment ist zum verdichterunabhängigen Vergleich besonders geeignet und ergibt sich durch folgende Ableitung :

Die volumenspezifische Arbeit errechnet sich nach der Definitionsgleichung

$$w_{sp} = \frac{P_v}{\dot{V}_L} \quad (13)$$

wobei P_v = aufgenommene Verdichterleistung und \dot{V}_L = gefördertes Luftvolumen ist. Die aufgenommene Verdichterleistung errechnet sich aus

$$P_v = M_d \cdot \omega_{HL} = M_d \cdot 2\pi \cdot n_{HL} \quad (14)$$

wobei M_d = Drehmoment des Hauptläufers und n_{HL} die Drehzahl des Hauptläufers ist. Der volumetrische Liefergrad λ ist in Gl. (11) definiert. Setzt man Gl. (12) in Gl. (11) und stellt man Gl. (11) nach \dot{V}_L um, so erhält man:

$$\dot{V}_L = \lambda \cdot V_i \cdot n_{HL} \quad (15)$$

Setzt man Gl. (14) und (15) in die Gl. (13) ein, so erhält man folgende Gleichung:

$$w_{sp} = \frac{M_d \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{HL}}{\lambda \cdot V_i \cdot n_{HL}} \quad (16).$$

Die Drehzahl entfällt aus Gl. (16) und man erhält

$$w_{sp} = \frac{M_d \cdot 2 \cdot \pi}{\lambda \cdot V_i} \quad (17)$$

oder

$$w_{sp} = \frac{M_d \frac{2 \pi}{V_i}}{\lambda} \quad (18).$$

Da ja, wie in Gl. (13) gezeigt, die volumenspezifische Arbeit der Quotient aus der aufgenommenen Leistung durch den Volumenstrom ist, kann man mit Gl. (13) und (18) folgendes erkennen:

$$w_{sp} = \frac{M_d \frac{2 \pi}{V_i}}{\lambda} = \frac{P_v}{\dot{V}_L} \quad (19).$$

Da der volumetrische Liefergrad eine Beurteilungsgröße für den Volumenstrom ist, beide Werte stehen in Gl. 19 im Nenner, kann man ableiten, daß die Größe

$$M_{sp} = M_d \cdot (2 \cdot \pi / V_1) \quad (20),$$

welche als spezifisches Moment bezeichnet werden soll, eine Beurteilungsgröße für die aufgenommene Verdichterleistung P_v darstellt.

Dieses spezifische Moment ist eine verdichterunabhängige Größe, mit der Verdichter unterschiedlicher Baugrößen miteinander verglichen werden können.

Bevor wir Bild 14 betrachten, erkennen wir in Bild 13, daß die Verdichterleistung P_v annähernd linear mit zunehmender HL-Umfangsgeschwindigkeit bei konstantem Gegen- druck steigt. Ebenso verhält sich der Volumenstrom \dot{V}_L . Im Unterschied dazu sinkt mit höheren Druck am Druck- stutzen P_2 der Volumenstrom geringfügig und der Lei- stungsbedarf erhöht sich.

Im unteren Teil von Bild 13 u. 14 ist die spezifische Verdichterarbeit, die nach Gl. (13) u. (19) dem Quoti- enten aus Leistung und Volumenstrom entspricht, in Ab- hängigkeit der HL-Umfangsgeschwindigkeiten aufgetragen. Wir erkennen, daß von der niedrigen HL-Umfangsgeschwin- digkeit ausgehend die spezifische Arbeit einem Minimum mit zunehmender HL-Umfangsgeschwindigkeit zustrebt, um dann wieder anzusteigen. Weiterhin erkennt man, daß bei höherem Druck am Druckstutzen sich dieses Minimum zu höheren HL-Umfangsgeschwindigkeiten hin verlagert. Eine Erklärung hierfür läßt sich aus dem Leistungs- und Volu- mentrom-Diagramm in Bild 13 nicht ableiten. Die Auflö- sung der Daten in der graphischen Darstellung ist zu gering.

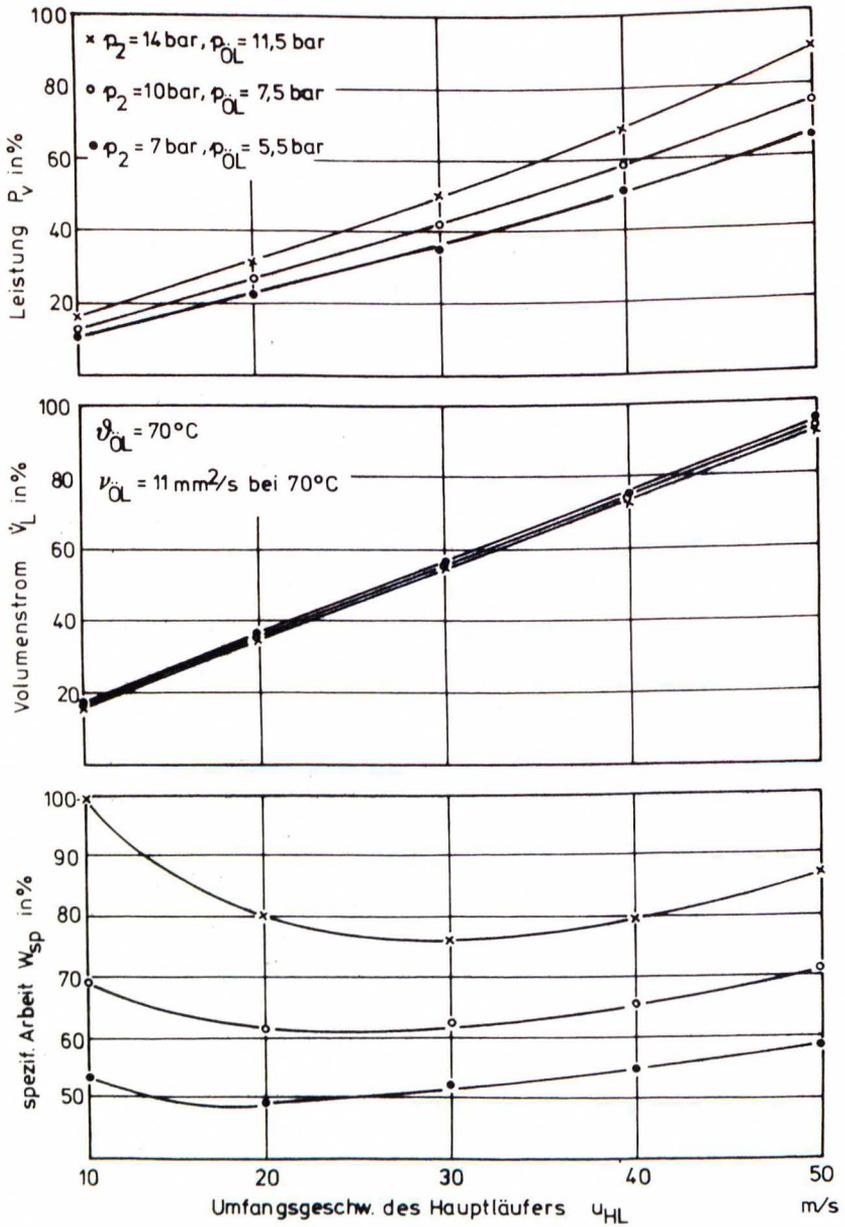


Bild 13 : Leistung, Volumenstrom und spezifische Verdichterarbeit als Funktion der HL-Umfangsgeschwindigkeit für unterschiedliche Betriebsdrücke

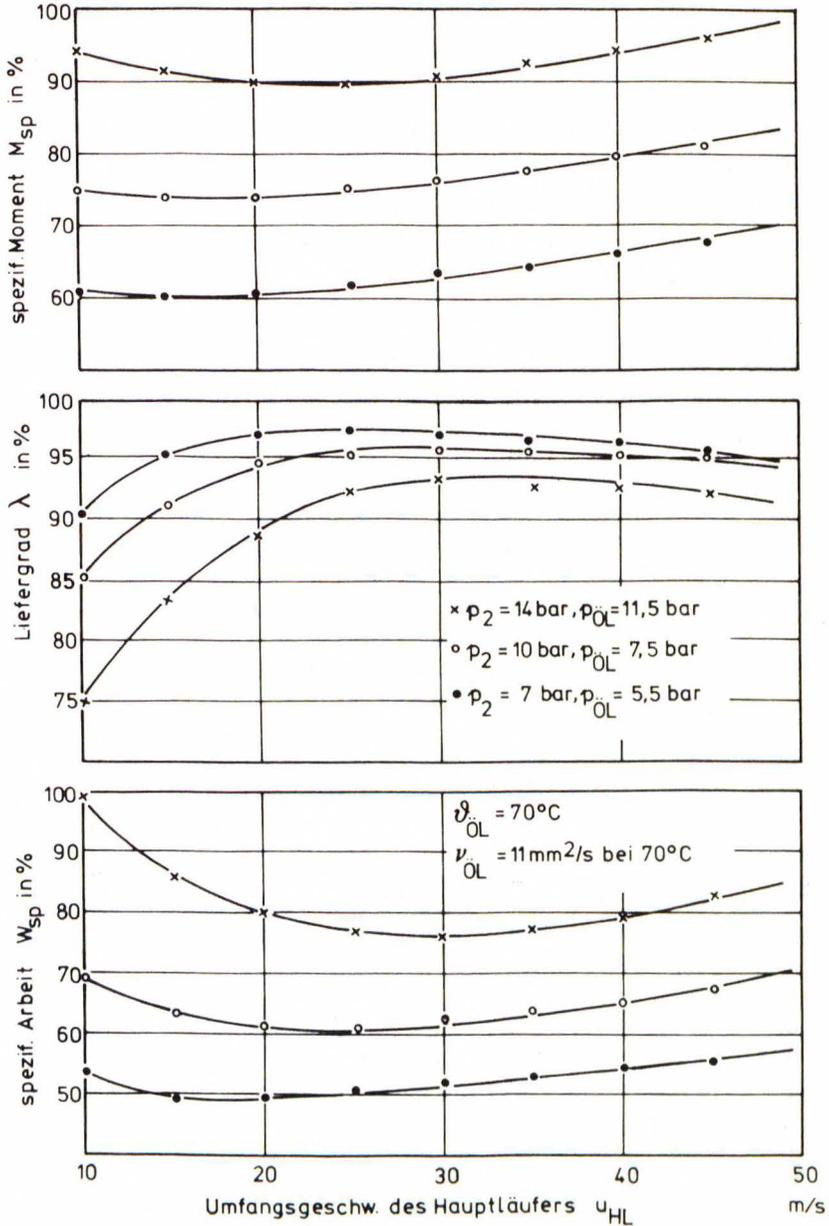


Bild 14 : Spezifisches Antriebsmoment, Liefergrad und spezifische Verdichterarbeit als Funktion der HL-Umfangsgeschwindigkeit für drei unterschiedliche Betriebsdrücke

Betrachten wir hingegen Bild 14, so erkennen wir, daß das spezifische Moment mit zunehmender HL-Umfangsgeschwindigkeit geringfügig bis zu einem Minimum abnimmt und dann wieder etwas stärker ansteigt. Ideal wäre ein gleichbleibendes spezifisches Moment. Der Liefergrad strebt mit steigender HL-Umfangsgeschwindigkeit anfangs schnell, dann langsamer, einem Maximum entgegen, um dann wieder leicht abzufallen.

Aus den Diagrammen in Bild 14 läßt sich die Verlagerung des Minimums der spezifischen Arbeit bei höherem Druck am Druckstutzen zu höheren HL-Umfangsgeschwindigkeiten hin leicht erkennen. Sowohl das Minimum des spezifischen Momentes wie auch das Maximum des Liefergrades verändern sich bei steigendem Druck zu höheren HL-Umfangsgeschwindigkeiten hin.

Bild 14 zeigt auch, daß der Liefergrad mit steigendem Druck bei niedrigen HL-Umfangsgeschwindigkeiten stark abnimmt. Dies läßt sich mit einer erhöhten Rückströmung des Luft-Ölgemisches im Verdichter erklären. Gleichzeitig läßt sich hierdurch der erhebliche Anstieg der spezifischen Arbeit bei höheren Drücken und niedrigen HL-Umfangsgeschwindigkeiten erklären. Der Liefergrad hat hierbei, mit Gl. (19) ist dies zu erkennen, den stärksten Einfluß.

Für den Betreiber von Druckluftanlagen sind die Diagramme, wie in Bild 13 dargestellt, wohl am Wichtigsten, da er hieraus ableiten kann, welche Kosten er pro 1 m^3 Druckluft hat. Für den Hersteller von Druckluftanlagen sind die Diagramme, wie in Bild 14 dargestellt, ebenso wichtig. Hier kann er erkennen, in welche Richtung er Verbesserungen anstreben muß, um z.B. Energie einzusparen bzw. die Herstellkosten zu senken.

3.3 Kammerdruckverlauf und Einfluß des Stirnspaltes

3.3.1 Gemessener mittlerer Druckverlauf an einem Schraubenverdichter

An einem Verdichter mit dem Hauptläuferdurchmesser $d_{HK} = 129 \text{ mm}$ sollte der Druckverlauf über der Läuferlänge und daraus folgend über dem Hauptläufer-Drehwinkel ermittelt werden. Dabei war vorwiegend für die Darstellung der technischen Arbeit der mittlere Druckverlauf von Interesse. An einem Verdichtergehäuse wurden auf der Hauptläuferseite in der waagerechten und senkrechten Ebene mehrere Meßstellen durch Bohrungen an definierten Punkten angebracht. Dort wurde der mittlere Druck, und an einigen Meßstellen auch die mittlere Temperatur in den Läuferkammern gemessen.

Man erhält als Ergebnis der gemessenen Werte eine Kennlinie des Druckverlaufes als Funktion des Drehwinkels (Bild 15).

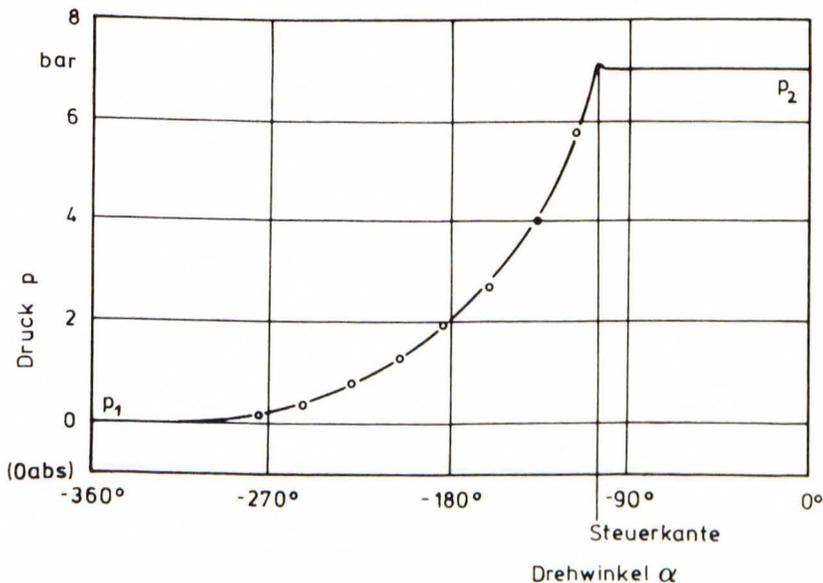


Bild 15 : Gemessener mittlerer Druckverlauf über dem HL-Drehwinkel für einen ölüberfluteten Schraubenverdichter, Ansaugtemperatur $\vartheta_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Dadurch sind Vergleiche mit gleichen Läuferprofilen verschiedener Baugrößen möglich. In diesem Bild erkennt man, daß der Druck kontinuierlich bis zur Steuerkante ansteigt, wobei an dieser Stelle der Druck geringfügig höher als der Druck hinter der Steuerkante ist. Diese Druckspitze ergibt sich je nach Konstruktion der Steuerkante. Unsere Verdichter sind zum Einbau in eigene Anlagen mit Enddrücken von 7 ... 12 bar bestimmt. Der Enddruck lag bei diesem Versuch unter dem Auslegungsdruck. Nach dem Öffnen der Kammern an der Steuerkante bleibt der Druck bis zum vollständigen Schließen der Läuferkammer konstant, gleich dem am Druckstutzen herrschenden Gegendruck.

Es besteht nun auch die Möglichkeit der Bestimmung des Polytropenexponenten n zwischen den einzelnen Meßpunkten. Es handelt sich natürlich bei den aus den Meßwerten bestimmten Exponenten nur um Rechenwerte, da sie nach der Gleichung für Ideale Gase berechnet wurden. Der Einfluß des Öles (Zwei-Phasen-Strömung) wurde dabei außer acht gelassen. Aus der Gleichung für polytrope Zustandsänderung

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (21)$$

$T_{1,2}$ = Temperaturen

$p_{1,2}$ = Drücke

erhält man durch Auflösen nach n den Polytropenexponenten.

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\ln(T_2/T_1)}{\ln(p_2/p_1)}} \quad (22)$$

Er hat hier zu Beginn der Verdichtung den Wert 1,2 und sinkt mit steigendem Druck bis auf ca. 1,03 (Bild 15).

Diese Abnahme ist auf die Einwirkung des Öles während der Verdichtung zurückzuführen :

Erst bei höherer Temperaturdifferenz zwischen Öl und Verdichtungsluft und bei guter Verteilung des Öles in der Luft wird ein guter Wärmeübergang auf das Öl möglich.

Der mittlere Polytropenexponent, berechnet aus Anfangs- und Endwerten, beträgt 1,11.

3.3.2 Einfluß des druckseitigen Stirnspaltes

Bei dieser Untersuchung sollte festgestellt werden, wie groß der Einfluß des druckseitigen Stirnspaltes auf die aufgenommene Leistung sowie den Volumenstrom ist. Falls dieser Einfluß nur gering sein sollte, könnten größere Fertigungstoleranzen vorgegeben werden und man könnte eine Zeitersparnis bei der Montage erreichen.

Zu diesem Zweck wurden auf dem Verdichterprüfstand mehrere Versuche an dem gleichen Verdichtertyp wie bei der Ermittlung des Druckverlaufes vorgenommen. Die Stirnspalte wurden in bestimmten Abstufungen variiert.

Für die nachfolgenden Betrachtungen werden nur Meßergebnisse herangezogen, die sich bei einem Stirnspaltverhältnis von $s_{\text{ist}}/s_{\text{soll}} = 1$ und $s_{\text{ist}}/s_{\text{soll}} = 5$ ergeben haben, da sich hier Unterschiede zwischen den Kennlinien sehr deutlich zeigen lassen. Hierbei bezieht sich das Stirnspaltverhältnis $s_{\text{ist}}/s_{\text{soll}} = 1$ auf die in der Fertigung übliche Toleranz für den Stirnspalt des untersuchten Verdichters.

In Bild 16 sind die Antriebsleistung und der Volumenstrom über der Umfangsgeschwindigkeit für die beiden Stirnspalte aufgetragen. Die Versuche wurden bei einem Druck am Druckstutzen von $p_2 = 7$ bar durchgeführt.

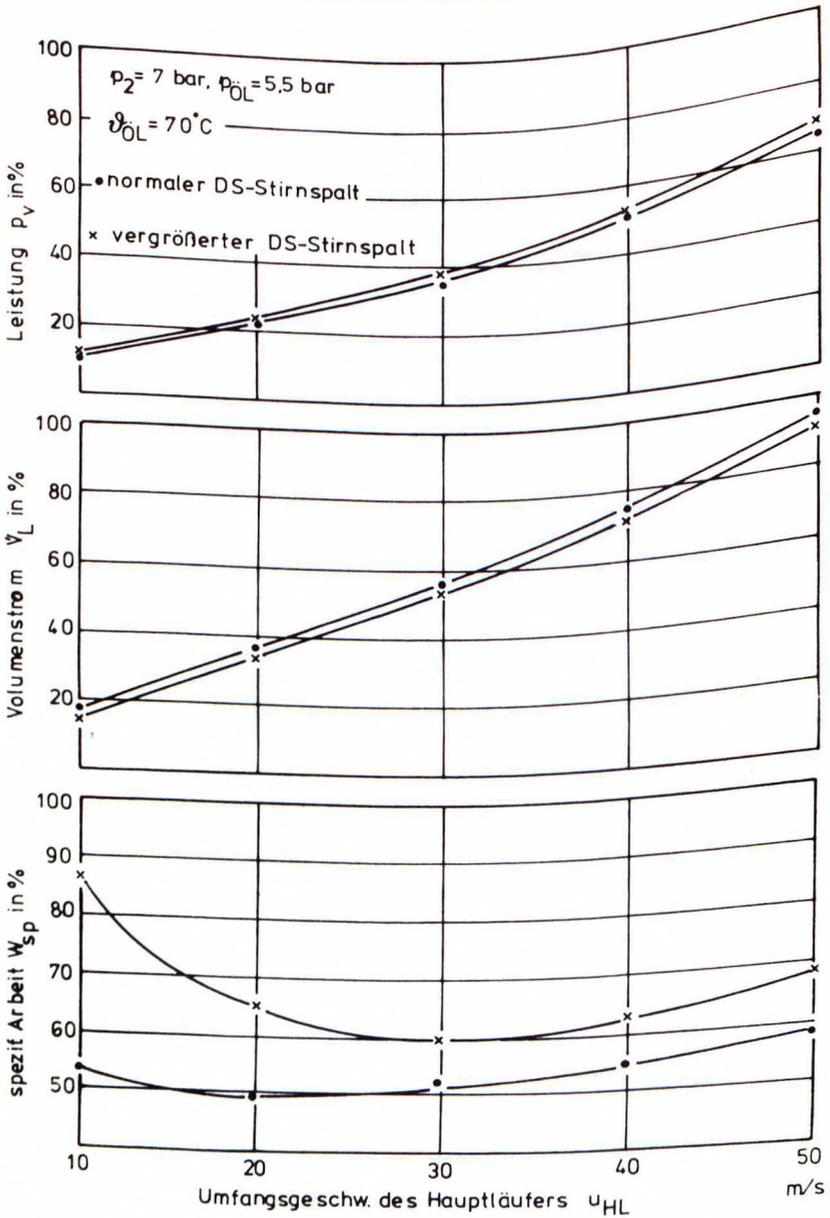


Bild 16 : Leistung, Volumenstrom und spezifische Verdichterarbeit als Funktion der HL-Umfangsgeschwindigkeit für zwei unterschiedliche Stirnspalte

In den Kennlinien der Antriebsleistung über der Umfangsgeschwindigkeit erkennt man, daß die Kennlinie der Messung mit vergrößertem Stirnspalt über der mit normalem Stirnspalt liegt. Die Differenz der beiden Kennlinien ist nahezu über den gesamten Geschwindigkeitsbereich konstant.

Die Kennlinie des Volumenstromes mit vergrößertem Stirnspalt liegt unter der Kennlinie mit normalem Stirnspalt. Auch hier ist nahezu über dem gesamten Geschwindigkeitsbereich die Differenz der beiden Kennlinien konstant.

Es werden also sowohl die Antriebsleistung als auch der Volumenstrom bei Vergrößerung des Stirnspaltes ungünstig beeinflusst.

Die Analyse von Antriebsleistung und Volumenstrom bei baugleichen Verdichtern (Stirnspalt im Rahmen der Fertigungstoleranzen) im gleichen Betriebspunkt ergab aber, daß bei Verdichtern mit einem niedrigeren Volumenstrom (bedingt durch Fertigungstoleranzen) die Antriebsleistung ebenfalls niedriger war.

Zur Erklärung der Erhöhung der Leistungsaufnahme bei gleichzeitiger Verminderung des Volumenstromes mit Vergrößerung des Stirnspaltes wird folgende Annahme getroffen:

Bei den Versuchen wurde festgestellt, daß der Druck an der Öleinspritzstelle p_{01} mit Vergrößerung des Stirnspaltes und bei Konstanthalten der Öleinspritzmenge zunahm. Daraus ist abzuleiten, daß der Kammerdruck ebenfalls proportional zum Öleinspritzdruck ansteigt. Das bedeutet, daß mit Vergrößern des Stirnspaltes das Druckniveau in Richtung Saugseite ansteigt. Dies läßt sich durch das Zurückströmen der Luft im vergrößerten Stirnspalt erklären /6/. Der Anstieg der Leistungsaufnahme wird im p, v -Diagramm deutlich:

Die Fläche, welche in Bild 17 von $\overline{AB 321}$ eingeschlossen wird, entspricht der technischen Arbeit. Steigt nun das Druckniveau an der Einspritzstelle an, wobei p_1 und p_2 konstant bleiben, steigt auch der Kammerdruck p_K auf p'_K an. Die Verdichtungskurve erhält einen anderen Verlauf, die Fläche $\overline{AB 321}$ wird auf $\overline{AB 32'1}$ vergrößert, die technische Arbeit nimmt zu. Folglich wächst auch die Antriebsleistung.

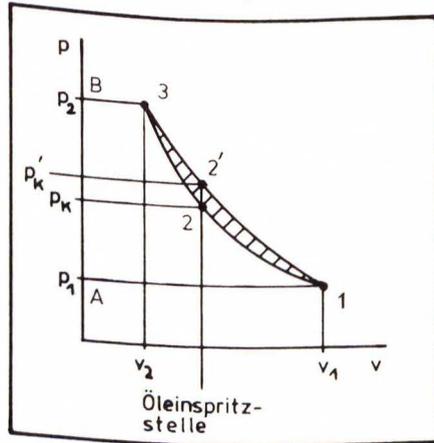


Bild 17 : p, v-Diagramm

Diese Annahme läßt sich nun anhand der Messungen, wie sie in Abschnitt 3.3.1 gezeigt wurden, beweisen. Bild 15, Abschnitt 3.3.1, Druckverlauf als Funktion des Läufer-Drehwinkels, läßt sich mit dem oben gezeigten idealisierten p, v-Diagramm vergleichen. Die Fläche unter der Kennlinie entspricht also der inneren Arbeit.

Wenn man die gemessene Kennlinie übernimmt und zeichnet eine weitere Kennlinie durch den erhöhten Kammerdruck an der Öleinspritzstelle (Bild 18) so erkennt man eine

Anstelle der Inneren Arbeiten können direkt die planimetrierten Flächen der p, α -Diagramme in Gl. (23) eingesetzt werden.

$$x = \frac{A_I}{A_{II}} \quad (24)$$

A_I = planimetrierte Fläche mit normalem Stirnspalt

A_{II} = planimetrierte Fläche mit vergrößertem Stirnspalt.

Die innere Leistung ist definiert durch

$$P = \dot{m} \cdot w_t \quad (25)$$

P = innere Verdichterleistung

\dot{m} = Massenstrom der Luft

w_t = innere Arbeit.

Hier wird näherungsweise die Annahme getroffen, daß $\dot{m} \sim \dot{V}$ ist, mit \dot{V} als Luftvolumenstrom. Gl. (25) nach der inneren Arbeit umgestellt ergibt dann

$$w_t = \frac{P}{K \cdot \dot{V}} \quad (26)$$

Gl. (26) in Gl. (23) eingesetzt ergibt dann

$$x = \frac{P_I \cdot \dot{V}_{II}}{P_{II} \cdot \dot{V}_I} \quad (27)$$

Index I : normaler Stirnspalt

Index II: vergrößerter Stirnspalt.

Die aus Planimetrierung (24) und Rechnung (27) gewonnenen Quotienten waren nahezu identisch. Die Erklärung der Leistungserhöhung mit Hilfe des p, v -Diagrammes wird so bestätigt.

Wie bereits festgestellt (Bild 16), werden bei Vergrößerung des Stirnspaltes um den Faktor 5 die Antriebsleistung und der Volumenstrom ungünstiger.

Um den Einfluß des vergrößerten Stirnspaltes deutlich zu machen, kann man, wie in Bild 16 unten, die volumenspezifische Arbeit über der Umfangsgeschwindigkeit auftragen.

Man erkennt deutlich, daß der Einfluß des größeren Stirnspaltes eine erhebliche Verschlechterung der volumenspezifischen Arbeit bewirkt. Zwar ist hier der Vergleich mit Werten eines extrem großen Stirnspaltes durchgeführt, es können so aber auch Unterschiede bei kleineren Spalten dargestellt werden.

Welche Einflußgröße bewirkt mehr die Verschlechterung der volumenspezifischen Arbeit : die ansteigende Antriebsleistung oder der niedrigere Volumenstrom ? Die Erklärung gibt die Darstellung des spezifischen Momentes und des Liefergrades, deren Quotient ebenfalls die volumenspezifische Arbeit ergibt (Bild 19).

Danach verteilt sich der Einfluß des größeren Stirnspaltes ziemlich gleichmäßig auf spezifisches Moment und Liefergrad.

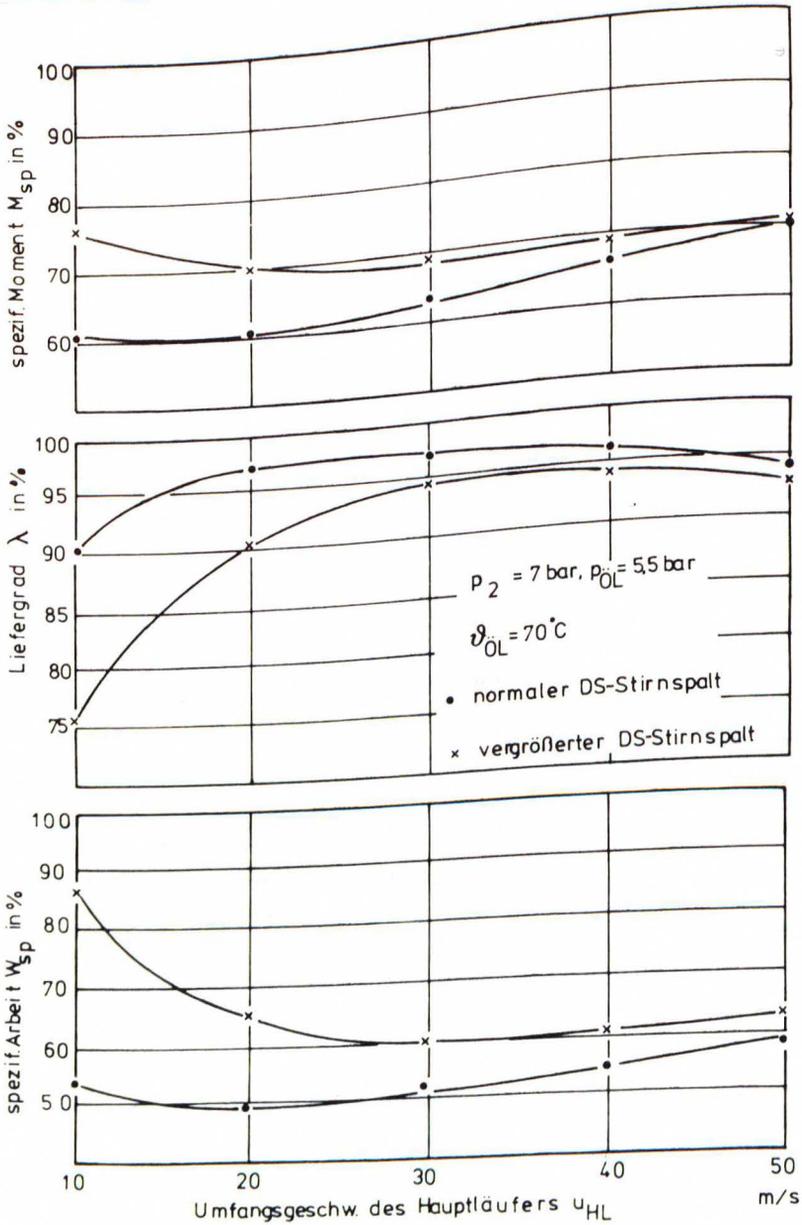


Bild 19 : Spezifisches Moment, Liefergrad und spezifische Verdichterarbeit als Funktion der HL-Umfangsgeschwindigkeit für zwei unterschiedliche Stirnspalte

Interessant ist, daß bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten das spezifische Moment stark ansteigt und der Liefergrad absinkt. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit streben beide Kenngrößen einem Minimum bzw. Maximum entgegen. Ursache hierfür ist, daß bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten eine relativ höhere Rückströmung vorliegt, die mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit und steigender Luftgeschwindigkeit in Richtung Auslaßfenster geringer wird.

Mit den Kennlinien der volumenspezifischen Arbeit, des spezifischen Momentes und des Liefergrades aus dem Vergleich unterschiedlicher Stirnspalte wird die Aussage von Kauder /6/ bestätigt:

Bei Vergrößerung der Stirnspalte verschieben sich die optimalen Betriebspunkte, neben der allgemeinen Verschlechterung, in Richtung höherer Umfangsgeschwindigkeit.

Literatur :

- /1/ Kattentidt, H. : Entwicklungsstand bei Schraubenkompressoren, März 1981, Seminar TA Wuppertal.
- /2/ Rinder, L.: Schraubenverdichter. Wien, New York : Springer-Verlag 1979.
- /3/ Kauder, K. : Einfluß der Schmierstoffviskosität auf das Betriebsverhalten von Schraubenverdichtern. Technische Mitteilungen (1979) Nr. 6, S 410.
- /4/ Mokolke, H. : Energieeinsparung bei ölüberfluteten Schraubenverdichterstufen und -anlagen. Konstruktion 35 (1983) H. 4, S 133 - 140.
- /5/ Rinder, L. : Wirkungsgrad und Liefergradoptimierung an einspritzölgekühlten Schraubenverdichtern mit Hilfe eines Prozeßrechners. ÖTZ 21. Jg (1978) H. 4, S. 114 - 119.
- /6/ Kauder, K. : Energiewandlung in öleingespritzten Schraubenverdichtern. Technische Mitteilungen (1979) Nr. 6, S 406 - 410.