

## Lärmquellen in naßlaufenden Schraubenkompressoren

L. Rinder, Wien/Austria

### Zusammenfassung

Ständig steigende Anforderungen an die Geräuschemission von naßlaufenden Schraubenverdichtern machen systematische Geräuschuntersuchungen an diesen Maschinen notwendig. Zum Unterschied zu Trockenlaufverdichtern, bei denen das Ausschubgeräusch pegelbestimmend ist, sind die Hauptgeräuschquellen bei naßlaufenden Kompressoren Verzahnungsgeräusche, hervorgerufen durch Verzahnungsabweichungen, wie Eingriffsteilungsfehler und durch Rasselschwingungen. Durch Schalleistungsmessungen an Versuchsverdichtern mit verschiedenen genauen Läuferverzahnungen in Abhängigkeit von den Betriebsparametern, Drehzahl, Druck und Ölmenge gelingt es die Hauptgeräuschquellen festzustellen. Mittels Schwingungsmessungen an der Gehäuseoberfläche kann das Abstrahlverhalten untersucht werden. Vorherrschend sind die Hauptläuferdrehfrequenz und deren Vielfache und die Zahn-eingriffsfrequenz. Die Eigenfrequenzen des Gehäuses können festgestellt werden.

### Abstract

The demand for continuing improvements of the acoustic emission in oil injected screw-compressors causes systematic studies of these machines. In comparison with dry screw compressors with dominating exhaust noise of the gas flow, in oil injected screw-compressors the noise caused by the rotor gearing has to be regarded. The noise caused by gearing-tolerances and the noise caused by clanking the flanks is essential. The acoustic emission of test compressors is measured by determination of the sound power levels for different operating conditions such as speed of the male rotor, discharge pressure injected oil volume etc. The effect of the accuracy of the screw rotors on the sound power level is studied for test compressors of the same type but with different rotor accuracy. In these tests the main noise sources can be determined. By measuring the operational vibrations on the housing of the compressor the properties of sound-emission of the housing can be studied. The analysis of the measured frequencies shows that the tooth frequency and its multiples and the rotating frequency of the male rotor determine the noise level. Some eigenfrequencies of the housing are found in the frequency spectrum.

## 1. Allgemeines

Schraubenmaschinen sind auf Grund ihrer hohen Drehzahlen und hohen Leistungsdichten laute Maschinen. Dies gilt insbesondere für trockenlaufende Schraubenkompressoren. Diese Maschinentype wurde deshalb frühzeitig schalltechnisch genau untersucht [1].

Zu den üblichen sekundären Schallschutzmaßnahmen, wie Ansaugdämpfer, Auslaßdämpfer und Schallschutzhauben wurden auch Maßnahmen zur primären Lärmdämmung angegeben, wie etwa das schleichende Öffnen des Arbeitsraumes an der Auslaßsteuerkante welches zu merkbaren Pegelsenkungen führt.

Etwas anders liegen die Verhältnisse bei einspritzölgekühlten Schraubenverdichtern, die auf Grund ihrer geringeren Drehzahlen und besseren inneren Dämpfung nur mäßige Schallpegel aufweisen. Zusammen mit Ansaugfiltern, Ölabscheidern und einfachen Kapselungen konnten bisher alle gesetzlichen Bestimmungen relativ leicht eingehalten werden.

Heute allgemein steigende Ansprüche an das maschinenakustische Verhalten von Verdichtern, der Bau von tragbaren leichten Verdichteranlagen in Kompaktbauweise für Werkstätten und Heimwerker, bei denen auf eine Kapselung aus Gewichtsgründen verzichtet werden muß und das Vermeiden von Kapselungen aus Kostengründen machen eine genaue schalltechnische Untersuchung von naßlaufenden Schraubenkompressoren und das Auffinden von Methoden zur wirksamen primären Schalldämmung erforderlich.

Das Geräuschproblem in der Maschinenakustik besteht aus der Körperschallanregung durch dynamisch auf die Struktur wirkende Kräfte, weiters aus der Schallübertragung zur Gehäuseoberfläche durch Luft- oder Körperschalleitung und schließlich aus den Abstrahlbedingungen an der Gehäuseoberfläche.

Circa 90 % der an der Lärmquelle entstehenden Schallenergie wird üblicherweise als Körperschall übertragen, die restlichen 10 % als Luftschall im Gehäuseinneren.

Die Schallabstrahlbedingungen können durch das Vermeiden von resonanten Gehäuseschwingungen und durch bessere Gehäusedämpfung, optimiert werden.

Eine wesentliche Bedeutung kommt aber der Körperschallanregung, also den Lärmquellen und deren Abschwächung oder Vermeidung in einer Maschine zu. Aus diesem Grund müssen einspritzölgekühlte Schraubenverdichter für eine wirksame Schallpegelreduktion systematisch vermessen und die pegelbestimmenden Schallquellen gefunden werden.

Beim Trockenlaufverdichter sind die Geräuschquellen einfacher zu erkennen und in Ihrer Wirkung abzuschätzen als beim naßlaufenden Kompressor. Auf Grund der Konstruktion von Trockenlaufverdichtern entstehen Verzahnungsgeräusche nur durch das Koppelgetriebe. Dieses läuft spielfrei mit geringer spezifischer Flankenlast, es ist schrägverzahnt und genau gefertigt. Wegen

Geräuschquelle	trockenlaufende Verdichter		naßlaufende Verdichter	
	Einfluß auf den Schallpegel	Zustand	Einfluß auf den Schallpegel	Zustand
Strömungsgeräusche	<b>groß und pegelbestimmend</b>	hohe Gasgeschwindigkeiten große Druckgradienten an den Steuerkanten	<b>gering bis mäßig</b>	kleinere Gasgeschwindigkeiten, kleinere Druckgradienten an den Steuerkanten, Dämpfung durch das Einspritzöl
Lagergeräusch	<b>unwesentlich</b>	meist Gleitlager; ruhiger Lauf, Ölfilmdämpfung	<b>gering</b>	meist Wälzlager, mäßige Drehzahlen, Rasselschwingungen durch die Spiele möglich
Koppelgetriebe	<b>gering</b>	geringe Leistung, spielfreie genaue Verzahnung, Schrägverzahnung	—	nicht vorhanden
Verzahnungsgeräusch der Rotoren	—	durch Koppelgetriebe berührungsfreier Lauf	<b>groß und pegelbestimmend</b>	geringe Flankenbelastung, auf Einbau- und Teilungsabweichungen, empfindliche Verzahnung, hohe Drehzahlen
Genauigkeit der Rotorverzahnung	—	berührungsfreier Lauf	<b>groß</b>	geringe Flankenbelastung, Stoßeingriff durch Teilungsabweichungen und Einbaufehler
Flankenspiel der Rotoren	—	berührungsfreier Lauf	<b>groß</b>	Rasselschwingungen in Umfangsrichtung und axial möglich
Biegeschwingung der Rotoren	<b>unwesentlich</b>	biegesteife Rotoren mit relativ hohen Eigenfrequenzen	<b>unwesentlich</b>	sehr biegesteife Rotoren mit hohen Eigenfrequenzen

Bild 1: Geräuschquellen bei trockenlaufenden und naßlaufenden Schraubenverdichtern  
 Fig. 1: Noise sources in dry screw-compressors and in liquid injected screw-compressors

der hohen Zähnezahl und der hohen Drehzahlen ist die Zahn-eingriffsfrequenz sehr hoch.

Messungen zeigen, daß bei Trockenlaufverdichtern Strömungs-geräusche pegelbestimmend sind. Die Ausschubfrequenz ist vor-herrschend [1].

Beim naßlaufenden Kompressor übernimmt das Rotorpaar die Drehübertragung. Die für Strömungsgeräusche charakteristische Ausschubfrequenz ist mit der Zahneingriffsfrequenz identisch, welche das Verzahnungsgräusch der Rotoren dominiert. Die Geräuschenstehungsmechanismen werden dadurch unübersichtlich und komplex.

Bild 1 zeigt eine Gegenüberstellung möglicher Geräuschquellen in trockenlaufenden und in naßlaufenden Schraubenkompressoren.

## 2. Verzahnungsgeräusch und Strömungsgeräusch bei naßlaufenden Schraubenmaschinen

Wie Bild 1 zeigt weisen naßlaufende Schraubenkompressoren zum Unterschied zu trockenlaufenden Maschinen sowohl Verzahnungs-geräusche, die von der Rotorverzahnung herrühren, als auch Strömungsgeräusche infolge hoher Druckgradienten an der Steuer-kante auf. Beide Geräuschquellen haben als pegelbestimmende Frequenzen die Ausschubfrequenz der Rotoren

$$f_z = \frac{n_H \cdot z_H}{60}$$

$n_H$  ... Hauptläuferdrehzahl

$z_H$  ... Hauptläuferzähnezahl

Bild 2 zeigt das Frequenzspektrum eines naßlaufenden Schrauben-kompressors bei 8 bar Enddruck mit einer 5:6 Rotorverzahnung bei einer Hauptläuferdrehzahl von 3345 1/min oder einer Zahnein-griffsfrequenz von

$$f_z = 278 \text{ Hz}$$

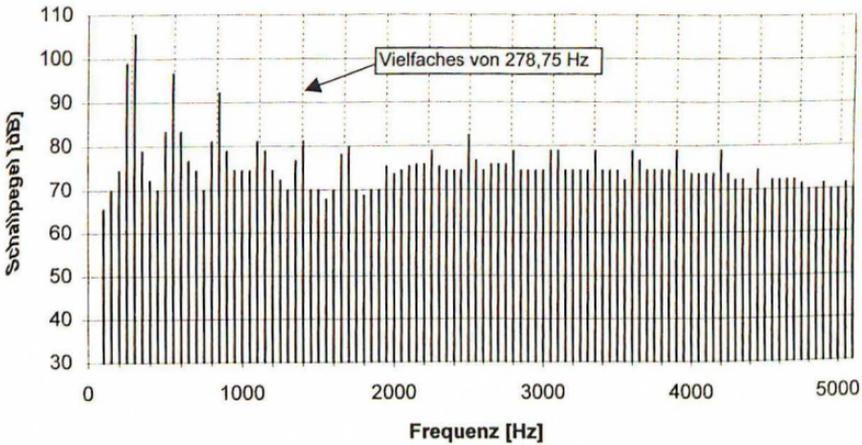


Bild 2: Frequenzspektrum bei 8 bar Verdichtungsenddruck und 21<sup>m</sup>/s Umfangsgeschwindigkeit

Fig. 2: Spectrum of the frequencies for 8 bar discharge pressure and for 21<sup>m</sup>/s tip-speed on the male-rotor

Die Zahneingriffsfrequenz und deren Vielfache sind im Frequenzspektrum deutlich ausgeprägt. Mehr oder weniger breite Seitenbänder sind erkennbar. Die Zahneingriffsfrequenzen sind für die Schalleistung pegelbestimmend. Gemessen wurde die Schalleistung eines Verdichterblocks mittels Schallintensitätsmessung an einem Prüfstand.

Welchen Anteil das Strömungsgeräusch und welchen Anteil das Verzahnungsgeräusch am Luftschallpegel hat ist aus einer Frequenzanalyse am laufenden Verdichterblock nicht zu erkennen. Beide Geräuschquellen werden von den gleichen Frequenzen dominiert.

Wird jedoch ein Verdichtergehäuse aufgebohrt, sodaß das Rotorpaar wie das Zahnradpaar eines Leistungsgetriebes ohne Verdichtungs Vorgang laufen kann, so muß das Strömungsgeräusch und vor allem die darin vorkommenden Pegelspitzen bei der Ausschubfrequenz verschwinden. Es bleibt im wesentlichen nur das Verzahnungsgeräusch über.

Das Frequenzspektrum eines aufgebohrten Verdichterblocks, betrieben mit gleichem mittleren Nebenläufermoment, zeigt Bild 3. Die Drehzahl beträgt so wie im Bild 2 3345 1/min. Die Schmierung erfolgt über die Öleinspritzbohrungen des Gehäuses mit gleicher Ölmenge wie im Verdichterbetrieb bei 8 bar mittels einer jetzt allerdings notwendigen Ölpumpe.

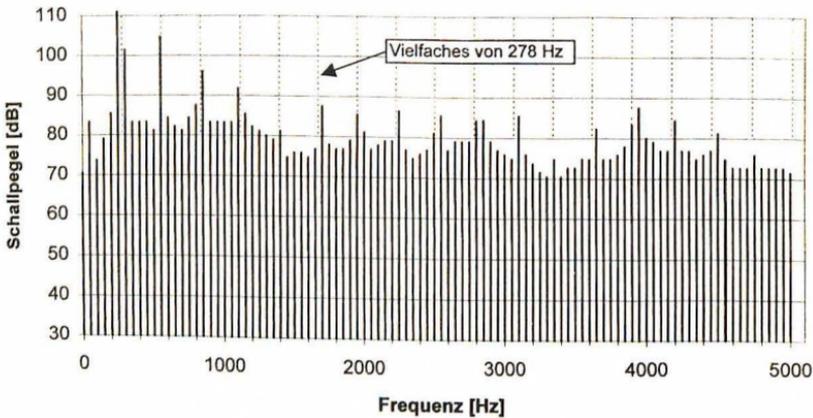


Bild 3: Frequenzspektrum der Verdichterläufer im Leerlauf bei  $21^m/s$  Umfangsgeschwindigkeit

Fig. 3: Spectrum of the frequencies of rotors without compression for  $21^m/s$  male-rotor tip speed

Die Bilder 2 und 3 sind praktisch identisch. Damit kann mit Sicherheit geschlossen werden, daß das Verzahnungsgräusch der Rotoren die Hauptgeräuschquelle bei naßlaufenden Kompressoren ist.

### 3. Ursachen für Verzahnungsgräusche der Rotoren

#### 3.1 Allgemeines

Die Ursachen für die Geräuschentstehung in Zahnrad-Leistungsgetriebenen sind sehr gut erforscht. Das Frequenzspektrum eines schrägverzahnten Zylinderradpaares hat praktisch den gleichen qualitativen Verlauf wie jenes von Verdichterläufern (Bild 3). Auch hier ragen die Pegelspitzen samt Seitenbändern bei der Zahneingriffsfrequenz und deren Vielfache aus dem diffusen Grundgeräuschpegel heraus und sind pegelbestimmend [2].

Schraubenmaschinenrotoren weisen aber gegenüber üblichen Getriebestufen ganz besondere Betriebsbedingungen auf. Deshalb kommen für Schraubenverdichterläufer nur wenige Geräuschentstehungsmechanismen in Frage.

Diese Besonderheiten sind:

1. Sonderverzahnung mit geringem Kopf- und Flankenspiel
  - auf Achsabstandfehler empfindliche Kinematik (Stoßeingriff)
  - in Größe und Richtung pulsierende Zahnnormalkräfte
  - geringe Zähnezahlen
  - Profilüberdeckungen kleiner 1 ( $\varepsilon_\alpha \approx 0,8$ )
  - große Sprungüberdeckung ( $\varepsilon_\beta \approx 3,4$ )
  - extremer Schrägungswinkel (Axialschub)
  - der Wälzkreis liegt am Zahnfuß des Hauptrotors dadurch entsteht kein Vorzeichenwechsel der Flanken-Gleitgeschwindigkeiten beim Lauf. Hohe mittlere Gleitgeschwindigkeiten treten auf.
  - großes Breiten-Durchmesserverhältnis mit schlechtem Breiten-tragen
2. Geringe bis keine Flankenbelastung
  - Bei kleinen Druckdifferenzen oft Vorzeichenwechsel der Flankenkräfte und Nebenläufer-Drehmomente.
3. Nennenswerte Biegeverformung der Rotoren durch den Gasdruck trotz verschwindender Zahnkräfte.
  - dynamische Biegebeanspruchung im Takt der Zahneingriffsfrequenz durch den mit der Ausschubfrequenz schwankenden Gasdruck.

### 3.2. Geräuscentstehungsmechanismen

Der Körperschall an den Schraubenverdichterrotoren kann durch Krafterregung und durch Wegerregung von mechanischen Schwingungen entstehen.

An einem Versuchsverdichter wurden Gasdruckverläufe und Nebenläuferdrehmomente für verschiedene Drücke ermittelt. Sie bewirken eine Kraftanregung. (Bilder 4 und 5)

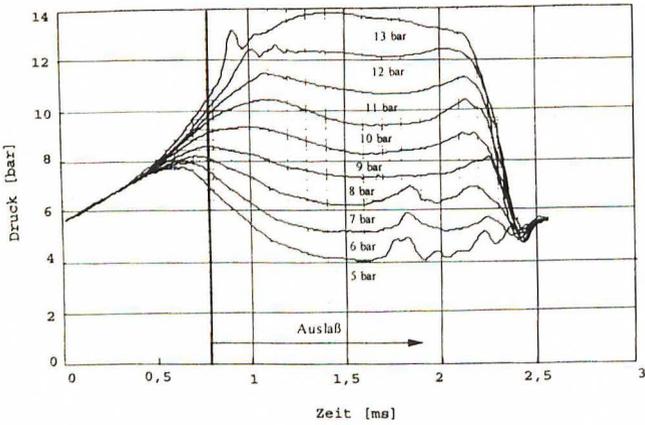
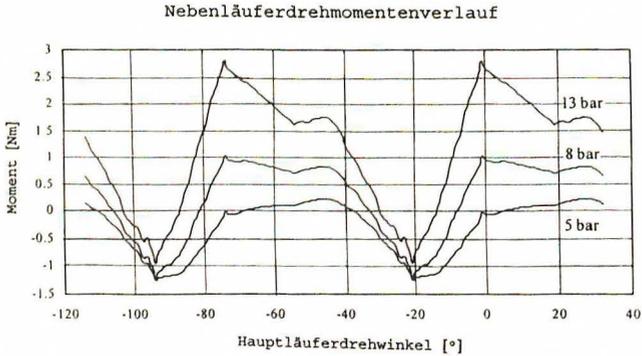


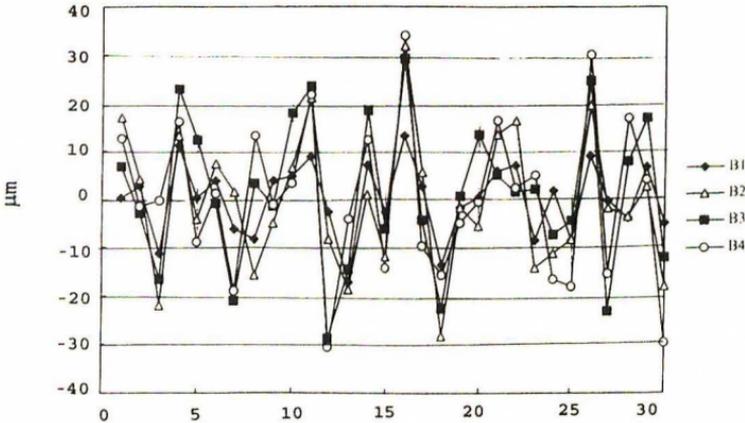
Bild 4: Druckverlauf beim Überfahren der Steuerkante bei verschiedenen Verdichtungsendrücken  
 Fig. 4: Pressure-distribution at the outlet-port measured for different discharge pressures.



Förderdruck [bar]	5	8	13
Momentenmittel [Nm]	-0.28	0.27	1.21

Bild 5: Verlauf des Nebenläufer-Drehmomentes bei verschiedenen Verdichtungsendrücken  
 Fig. 5: Torque of the female rotor for different discharge pressures

Für die Wegerregung von Schwingungen sind in erster Linie Eingriffsteilungsabweichungen der Rotorverzahnung von Haupt- und Nebenläufer und ihr Zusammenspiel wichtig. Für die Versuchsmaschine standen genau vermessene Rotoren mit verschiedener Teil-Genauigkeit zur Verfügung. (Bild 6)



i. Kombination (Teilungsfehler<sub>HL</sub>-Teilungsfehler<sub>NL</sub>)

Bild 6: Wirksamer Eingriffsteilungsfehler von Haupt- und Nebenläufer bei vier Versuchsmaschinen

Fig. 6: Effective errors of pitch for the male and for the female rotors of four test-compressors

Die wichtigsten Verdichterdaten waren:

- Läuferprofil: 5:6
- Achsabstand..... 85 mm
- Hauptläufer Ø ..... 120 mm
- Läuferlänge..... 194 mm
- eingebautes Volumenverhältnis.....  $\Theta = 5,3$
- Liefermenge je nach Drehzahl.....  $Q = 4 \text{ bis } 6 \text{ m}^3/\text{min}$
- höchster Enddruck.....  $p_{2\text{max}} = 14 \text{ bar}$

Bild 7 zeigt die Rotorverzahnung

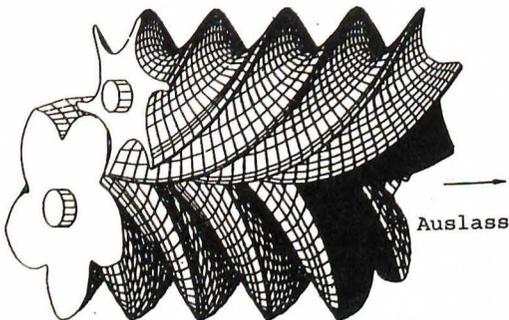


Bild 7: Verdichterläufer - Schmalkopfprofil 5/6

Fig. 7: Rotors of the test-compressor 5/6  
with narrow teeth-profile on the female rotor

Die Ungleichförmigkeit der Hauptläufer-Antriebsdrehzahl bei Riemenantrieb oder durch die Kupplung hervorgerufen, stellt ebenfalls eine externe Körperschallanregung dar.

Wie Bild 4 zeigt, sind die Druckgradienten beim Überfahren der Auslaßsteuerkante im Druckbereich von 8-10 bar Enddruck am kleinsten.

Bild 5 gibt den gerechneten Verlauf des Nebenläuferdrehmoments wieder.

Der Nebenläufer wird praktisch im Leerlauf betrieben. Bei allen Verdichtungsendrücken kommt es zu einem Vorzeichenwechsel des Nebenläufermomentes. Bei kleinen Drücken ist auch das gemittelte Nebenläufermoment negativ!

Bild 6 zeigt das Zusammenwirken der Eingriffsteilungsabweichungen verschieden genauer Rotorverzahnungen.

Der Verdichter B1 weist die höchste Genauigkeit mit ca.  $\pm 10 \mu\text{m}$  Eingriffsteilungsabweichung auf.

Der Verdichter B2 ist eine Serienmaschine mit ca.  $\pm 30 \mu\text{m}$  wirksamer Eingriffsteilungsabweichung.

Für die Beurteilung der Körperschallentstehung sind auch die Eigenfrequenzen der Rotoren wesentlich. Die erste Hauptläufer-eigenfrequenz liegt bei 2650 Hz und die erste Nebenläufer-eigenfrequenz wurde mit 2010 Hz gemessen.

Die Eigenfrequenzen der dünnwandigen Nebenläuferzähne liegen zwischen 12700 und 18000 Hz.

Die Rotoren sind damit sehr steife Strukturen.

Auf Grund der vorliegenden Gegebenheiten erhält man folgende Bewertung der Geräuschquellen:

- Schwingungsimpulse durch Schwankung der Zahnfedersteifigkeit im Eingriff:  
Sie bewirken eine Parameteranregung. Diese Geräuschursache ist wegen der geringen Flankenbelastung und wegen der Schrägverzahnung bei Schraubenrotoren nicht wesentlich.
- Schwingungsanregung durch den Eintrittsimpuls infolge elastischer Zahnbiegung:  
Sie tritt bei hoher spezifischer Flankenbelastung auf und steigt mit der Umfangsgeschwindigkeit. Schrägverzahnung und geringe Zahn-Eingriffssteifigkeiten mildern den Eintrittsimpuls stark. Im Leerlauf gibt es keinen Eintrittsimpuls. Wegen der geringen Flankenbelastung, der relativ weichen Nebenläuferzähne und wegen der Schrägverzahnung ist auch diese, bei Leistungsgetrieben sonst wesentliche Geräuschquelle, bei Schraubenrotoren unwesentlich.
- Schwingungsanregung durch den Reib-Wechselimpuls:  
Sie entsteht durch den Richtungswechsel der Reibkraft im Wälzpunkt. Beim Schraubenrotor scheidet auch diese Geräuschquelle aus, da der Wälzpunkt in der Regel außerhalb der verwendeten Eingriffslinie liegt.
- Reibgeräusch durch Gleiten und Wälzen der Rotorflanken:  
Das Reibgeräusch macht bei raschlaufenden Getrieben ca. 5-10 % der Gesamtschalleistung aus. Es ist sicher bei Schraubenrotoren in der gleichen Größenordnung vorhanden aber nicht wesentlich. Im Frequenzspektrum ergibt sich eine diffuse Verteilung.
- Eingriffsimpulse durch Verzahnungsabweichungen und Montageabweichungen:  
Verzahnungsfehler haben bei raschlaufenden, gering belasteten Getrieben einen großen Einfluß auf die Geräuschentstehung. Eingriffsimpulse durch Verzahnungsfehler und Montageabweichungen sind auch bei Schraubenrotoren pegelbestimmend. Die vorherrschende Frequenz ist die Zahneingriffsfrequenz

$$f = z_H \cdot \frac{n_H}{60}$$

Maßgebend für die Geräuschregung ist das Zusammenwirken von Einzelfehlern am Haupt- und Nebenläufer wie es sich aus der Einflankenwälzprüfung und durch das Breitentragsbild ergibt. Regellos am Umfang verteilte Verzahnungsabweichungen, wie etwa Flankenformfehler ergeben Seitenbänder zu den Zahneingriffsfrequenzen. Auch Rundlauffehler oder ein Taumelschlag äußern sich im Frequenzspektrum durch Seitenbänder bei den Zahneingriffsfrequenzen.

Verzahnungs- und Montageabweichungen führen zu unterschiedlichen Auswirkungen in verschiedenen Getrieben gleicher

Bauart je nachdem welche Fehler von Haupt- und Nebenläufer sich bei der Montage überlagern.

- Körperschallanregung durch Rasselschwingungen:  
Unbelastete, schnelllaufende Zahnräder sind eine besondere Geräuschquelle infolge von Rasselschwingungen. Solche Rasselschwingungen konnten bisher nur durch akustische Messungen nachgewiesen werden.  
Sie treten besonders in den Losradstufen bei Kfz-Vorgelegegetrieben auf und sind dort erst in den letzten Jahren näher untersucht worden [3]. Die Schwingungen sind nicht linear und nicht periodisch.

Bei unbelasteten Zahnradstufen kommen beim Laufen die Spiele zum Tragen. Es sind dies das Flankenspiel, das Axialspiel und das Radialspiel der Radlagerung.

Bei Rasselschwingungen kommt es zu Stößen zwischen den Spielgrenzen in axialer, radialer und in Umfangsrichtung mit un stetigen Übergängen. Bei der Radbewegung innerhalb der Spielgrenzen entsteht eine freie Bewegung des Rotors, die Flugphase, die an den Spielgrenzen durch verlustbehaftete Stöße beendet wird. Es sind Stöße in allen drei wesentlichen Freiheitsgraden möglich.

Infolge der Schrägverzahnung der Räder bewirken Stöße in Umfangsrichtung durch das Flankenspiel auch Schwingungen in axialer und in radialer Richtung.

Eine numerische Behandlung von Rasselschwingungen ist extrem aufwendig und kompliziert.

Die Spiele sind dabei relativ leicht zu messen, ebenso die Zahnfehler die eine innere Anregung darstellen oder die Ungleichförmigkeit der Antriebsdrehzahl, die eine Wegerregung bewirkt. Alle Größen sind von der Zahnstellung abhängig! Unsicher sind aber die Größe der Stoßziffern, der Einfluß der Öldämpfung und der Schleppmomente.

Für das Rasselgeräusch in Losradstufen von Kfz-Getrieben wird in der Regel ein stark idealisiertes Geräuschmodell verwendet:

- Die Geräuschenergie wird proportional der in den Stößen eingebrachten Verlustenergie angenommen.
- Der Geräuschpegel ist proportional dieser Verlustenergie. Es ist allerdings nicht bekannt, welcher Anteil der Verlustenergie in Schall umgewandelt wird und welcher Anteil in Zahn- oder Lagerdeformation mit Wärmeentwicklung übergeht.

Die Verlustenergie steigt monoton mit der Drehzahl. Die Amplituden der Wegerregung werden aber mit steigender Drehzahl kleiner.

Auch Schraubenrotoren in naßlaufenden Schraubenmaschinen sind im Leerlauf betriebene Zahnräder (Bild 5), neigen daher auch zu Rasselgeräuschen. Bei Schraubenrotoren sind die Verhältnisse

allerdings wesentlich komplizierter als bei Losradstufen in Schaltgetrieben.

Schraubenrotoren sind im Betrieb durch die innere Verdichtung radial und auch axial immer belastet auch dann, wenn kein Drehmoment über die Flanken übertragen wird.

Die Gasdruckpulsation gibt für Rasselschwingungen, die vorwiegend in Umfangsrichtung auftreten werden, eine zusätzliche Kräfteerregung mit der Ausschubfrequenz (vgl. Bild 4).

#### 4. Versuchsstand und systematische Geräuschmessungen

Zum meßtechnischen Nachweis der vermuteten Hauptgeräuschquellen, nämlich von Verzahnungsgeräuschen infolge von Verzahnungsabweichungen, Montageabweichungen und infolge von Rasselschwingungen werden an einem Prüfstand Schalleistungsmessungen nach der Schallintensitätsmethode durchgeführt. Als Meßgerät wurde ein 2 Kanal FFT-Analysator LuD 2900 samt Intensitätsmeßsonde (Bereich 100 - 5000 Hz) verwendet [4 und 5]. Nahfeldfehler, Fremdgeräuscheinflüsse und der Raumeinfluß können damit eliminiert werden.

Baugleiche Versuchsverdichter mit verschiedenen genauen Rotorverzahnungen und ein Verdichter mit aufgebohrtem Gehäuse (vgl. 2) und den in 3.1. angeführten Kenndaten werden untersucht.

Der Prüfstand (Bild 8) ermöglicht einen körperschallisolierten Antrieb mit variabler Drehzahl und eine körperschallisolierte Aufstellung der Verdichter. Alle Nebenaggregate sind schallisoliert in möglichst großer Entfernung vom Versuchsblock angeordnet.

1	Versuchsverdichter	7	Luftbehälter
2	Ansaugregler	8.1	Thermostat
3.1	Motor	8.2	Ölkühler
3.2	Zahnriemen	8.3	Lüfter
3.3	Zwischenwelle	9	Feinfilter
3.4	Drehmomentenmeßwelle	10	Ölstopventil
M4	Blendenmeßstrecke	11	Sicherheitsventil
5.1	Ölabscheider	K1	Schallkapsel 1
5.2	Feinabscheider	K2	Schallkapsel 2
6	Druckhalteventil		

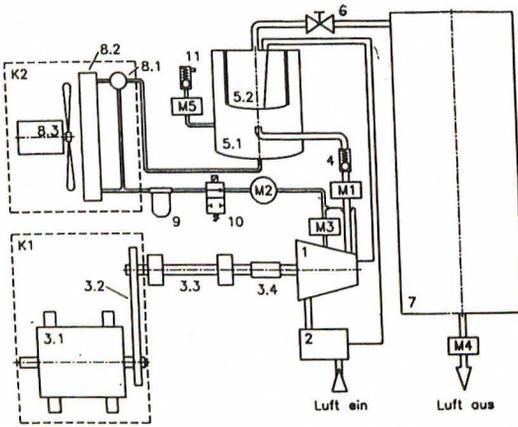


Bild 8: Prüfstand zur Schalleistungsmessung  
 Fig. 8: Test-bench for measuring the sound power

4.1. Einflußgrößen auf den Schalleistungspegel

Drehzahl- und Druckeinfluß

Bild 9 gibt den A-bewerteten und den unbewerteten Schallleistungspegel bei verschiedenen Enddrücken wieder. Als Parameter ist die Hauptläufer-Umfangsgeschwindigkeit aufgetragen.

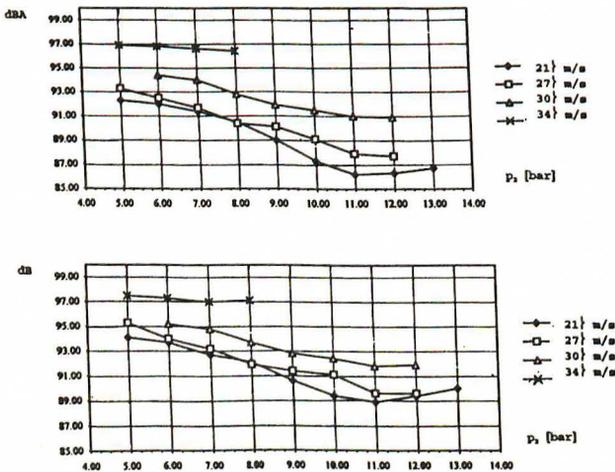


Bild 9: Drehzahl- und Druckeinfluß auf die Schalleistung  
 Fig. 9: Influence of speed and pressure on the sound power

Mit steigender Antriebsdrehzahl steigt auch der Schalleistungspegel stark an (5-6 dB zwischen 3345 und 5300 1/min). Dieser Effekt ist zu erwarten, da mit steigender Liefermenge auch die Antriebsleistung zunimmt.

Mit zunehmendem Verdichtungsenddruck steigt die Verdichterleistung ebenfalls. Der Schalleistungspegel zeigt hier aber einen anderen Verlauf. Er fällt mit zunehmendem Druck, erreicht bei ca. 10-11 bar ein Minimum um dann wieder anzusteigen.

Bei 10-11 bar Enddruck sind die Druckgradienten an der Steuerkante am kleinsten (Bild 4) das Strömungsgeräusch erreicht hier ein Minimum. Da das Strömungsgeräusch aber nicht pegelbestimmend ist und überdies ein großer Einfluß der Verzahnungsgenauigkeit auf dieses Phänomen festgestellt werden kann, liegt die wahrscheinlichere Erklärung für diese Tatsache im Auftreten von Rasselgeräuschen.

Sie sind bei kleineren Drücken bzw. Druckdifferenzen und bei unbelasteten Läuferflanken am größten (Flankenhämmern). Mit zunehmendem Verdichtungsenddruck steigt die Flanken- und Lagerbelastung des Nebenläufers und das Rasselgeräusch verschwindet. Das Abheben der Flanken in der Flugphase kann nicht mehr eintreten.

Die Eingriffsteilungsfehler stellen eine innere Wegerregung für die Rasselschwingungen dar. Die Verzahnungsgenauigkeit muß deshalb von Einfluß sein, was in eigenen Messungen bestätigt wurde (Bild 10).

Der Block 1 mit der genauen Verzahnung zeigt das Pegelminimum viel ausgeprägter als der Block 2. Das Verschwinden der Rasselgeräusche führt bei Verdichtungsendrücken von mehr als 10 bar wieder zum leistungsbedingten, erwarteten Ansteigen des Pegels. Bei starker Anregung durch Teilungsfehler (Block 2) bleibt das Rasselgeräusch auch bei höheren Flankenbelastungen noch erhalten.

### Ölmenge und Ölzähigkeit

Der Einfluß der Ölmenge auf die Schalleistung ist meßbar, zeigt aber keine eindeutige Tendenz. Je nach Ansaugregler ergeben sich z.B. unterschiedliche Verläufe. Ein meßbarer Einfluß der Zähigkeit war nicht feststellbar. Dies zeigt auch, daß der Schmierzustand der Zahnflanken ungenügend ist.

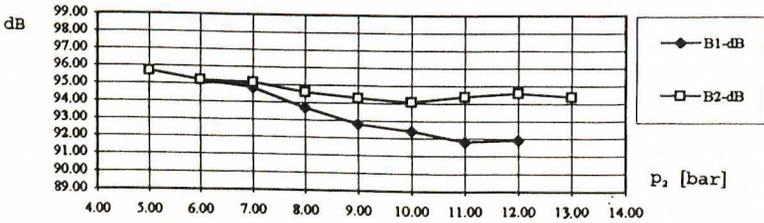
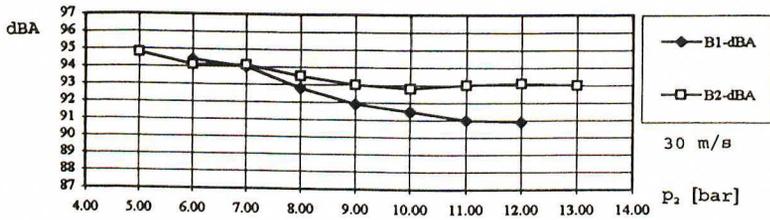
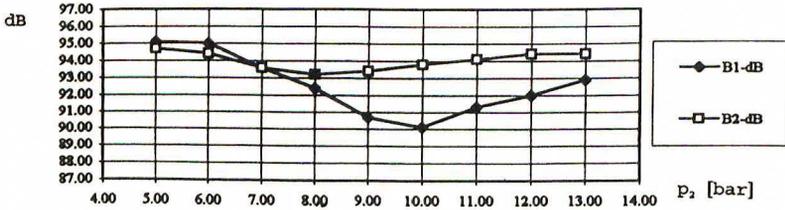
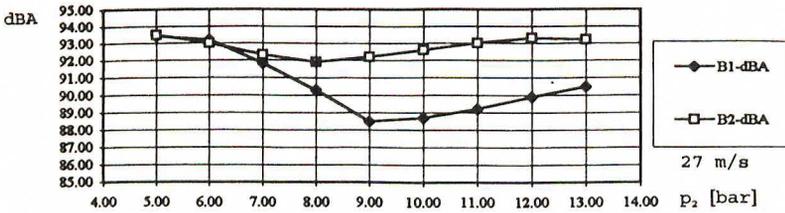
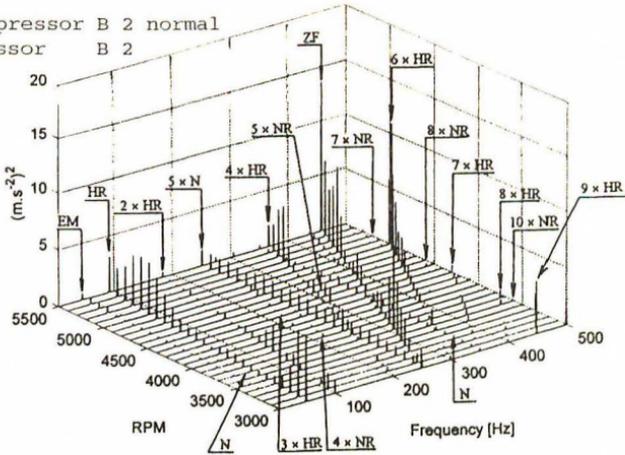


Bild 10: Vergleich zwischen genauer und normaler Verzahnung (Block B1 und Block B2)

Fig. 10: Comparison of screw rotors with high accuracy (B1) and normal accuracy (B2)

#### 4.2. Übertragungseigenschaften und Abstrahleigenschaften am Gehäuse

Schraubenkompressor B 2 normal  
screw compressor B 2



N	Netzfrequenz	NR	Nebenläuferdrehfrequenz
EM	Motordrehzahl	ZR	Zahneingriffsfrequenz
HR	Hauptläuferdrehfrequenz	X	unbekannter Ursprung

Schraubenkompressor B 1 genau  
screw compressor B 1

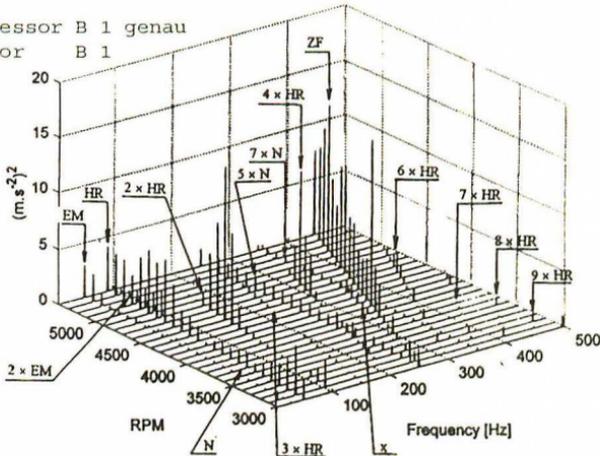


Bild 11: Auswertung der Frequenzspektren der Beschleunigungsaufnehmer im Frequenzbereich 0 - 500 Hz in der Nähe des Ansaugstutzens.

Fig. 11: Evaluation of frequency spectrum of transducers in the frequency range 0 - 500 Hz near inlet port.

Für den Luftschallpegel eines Verdichters sind letztlich die Abstrahleigenschaften und der Schwingungszustand des Gehäuses maßgebend. Gehäuse mit dicken Wänden und großen Massen senken den gemessenen Schallpegel stark. In Resonanz schwingende Platten und Schalenteile sind ungünstig.

Bild 11 zeigt die Frequenzspektrumsdiagramme von Verdichterblock B 1 (genaue Läufer) und von Block B 2 [6].

Der Beschleunigungsaufnehmer war am Gehäuse in der Nähe des Saugstutzens angebracht. Dargestellt ist das Quadrat der Schwingbeschleunigung über Drehzahl und Frequenz im Bereich bis 500 Hz.

Beide Spektren zeigen das Vorherrschen der Zahneingriffsfrequenz. Die Beschleunigungsamplituden sind bei der genaueren Läuferverzahnung kleiner.

Stark macht sich auch die Hauptläuferdrehfrequenz und deren Vielfache bemerkbar.

Die Nebenläuferdrehfrequenz spielt nur eine untergeordnete Rolle und nur bei der weniger genauen Verzahnung.

Lagerfrequenzen der Wälzlagerung sind nicht zu erkennen. Gehäuseresonanzen mit der Zahneingriffsfrequenz und mit der Hauptläuferdrehzahl sind deutlich ausgeprägt.

### 5. Zusammenfassung und Ergebnis

Zum Unterschied zu trockenlaufenden Schraubenverdichtern bei denen Strömungsgeräusche vorherrschen, sind bei naßlaufenden Schraubenkompressoren Verzahnungsgeräusche pegelbestimmend.

Als Geräuschquellen dominieren Verzahnungsgeräusche, hervorgerufen durch Verzahnungs- und Einbauabweichungen und Rassengeräusche.

Je nach Zusammenwirken der Verzahnungsabweichungen kann der Schalleistungspegel von Verdichterelementen in der Serienfertigung stark streuen.

Folgende Maßnahmen können zu Pegelsenkungen führen:

1. Erhöhung der Fertigungsgenauigkeit von Rotoren und Gehäusen
2. Erhöhung der Zähnezahl zur Verbesserung der Überdeckung
3. Kürzere Läufer für ein besseres Breitentragen
4. Glatte, formgenaue Flanken (schleifen)
5. dickwandige, steife Gußgehäuse (Dämpfung und Körperschallabstrahlung)

## 6. Vermeidung von Rasselgeräuschen

Methoden dafür sind:

- Nebenläuferantrieb mit hoher Flankenbelastung
- Verzahnungsgeometrien mit größerem Nebenläuferdrehmoment
- Gut dämpfende Rotorwerkstoffe (Guß)
- Erhöhung der Ölmenge zur Flankenschmierung
- Vermeidung von Axialspiel in den Rotorlagern durch Verspannen der Lager
- Vermeiden von Flankenspiel an den Rotoren durch Verspannen der Rotoren
- Verbessern der Lagerdämpfung (Gleitlager oder geeignete Wälzlagerarten)

## 6.Literatur

- [1] Nickel, A.: Entstehung von Geräuschen an trockenlaufenden Schraubenverdichtern und Möglichkeiten zu ihrer Minderung. Dissertation. Universität Hannover, 1989
- [2] Weck, M.: Moderne Leistungsgetriebe, Verzahnungsauslegung und Betriebsverhalten. Berlin-Heidelberg - New-York. Springer-Verlag, 1992
- [3] Küçükay, F.: Dynamik der Zahnradgetriebe Modelle, Verfahren, Verhalten. Berlin - Heidelberg - New York. Springer-Verlag, 1987
- [4] Rinder, L.,  
Degn, M.: Geräuschverhalten von einspritzölgekühlten Schraubenkompressoren - Schraubenmaschinen. Forschungsberichte Univ. Dortmund. Heft 5 S37, 1997
- [5] Degn, M.: Untersuchungen des Geräuschverhaltens von einspritzölgekühlten Schraubenverdichtern. Dissertation. TU Wien, 1996

- [6] Rinder, L.,  
Svigler, J.,  
Pasek, M.,  
Albl, P.: Die experimentelle Bestimmung der dynamischen Eigenschaften von Schraubenkompressoren-Schraubenmaschinen. Forschungsberichte Univ. Dortmund. Heft 6 1998
- [7] Föllner, D.: Untersuchungen der Anregung von Körperschall in Maschinen und der Möglichkeit für eine primäre Lärmbekämpfung. Dissertation. TH Darmstadt, 1972
- [8] Heckl, L.,  
Müller, H.A.: Taschenbuch der technischen Akustik 2. Auflage. Berlin - Heidelberg - New-York. Springer-Verlag, 1994
- [9] Kollmann, F.G.: Maschinenakustik. Berlin - Heidelberg - New-York. Springer-Verlag, 1993
- [10] Benes, G.: Schall- das Auslegungskriterium für ölüberflutete Schraubenverdichteranlagen und zu berücksichtigende Parameter für Anwender. VDI-Berichte Nr. 640. Düsseldorf. VDI-Verlag, 1987
- [11] Rinder, L.: Schraubenverdichter. Wien. Springer-Verlag, 1978
- [12] Deix, F.: Ein Verfahren zur analytischen Berechnung der betriebsbedingten Durchbiegung von Schraubenverdichtern. Dissertation, TU Wien, 1993