

Möglichkeiten der Geräuschminderung an trockenlaufenden Schraubenverdichtern

Dipl.-Ing. A. Nickel, Hannover

Zusammenfassung

Trockenlaufende Schraubenverdichter weisen aufgrund hoher Drehzahlen und eines fehlenden dämpfenden Ölfilmes eine starke Geräuschemission auf und stellen so ein interessantes Untersuchungsobjekt für primäre und sekundäre Geräuschminderung dar.

Für die primäre Geräuschminderung stehen in diesem Vortrag Änderungen der Ein- und Auslaßgeometrie. Durch ein allmähliches Schließen bzw. Öffnen der Ein- bzw. Auslaßöffnungen wird der Gradient der Druckausgleichsvorgänge verringert und so eine geringere Impulsanregung der Maschinenstruktur und der angeschlossenen Rohrsysteme erreicht.

Sekundäre Geräuschminderung wird anhand von Untersuchungen an Schalldämpfern mit verschiedenen Arbeitsprinzipien demonstriert.

Summary

Unlubricated screw compressors produce high noise levels due to the great number of revolutions as well as the absence of the damping effect of an oil film and therefore represent an interesting objekt of research for primary and secondary noise abatement.

Primary noise reduction in this lecture means the modification of the geometry of the inlet and outlet ports, which, thanks to the respective smooth closing and opening of these ports, reduces the gradient of the pressure equalization process, and therefore minimizes the impulse disturbances of the structure of the compressor and as well as the connected pipe systems.

Secondary noise reduction will be demonstrated here by the results of the research on silencers with different working principles.

1 Einleitung

Bei Kraft- und Arbeitsmaschinen ist es in letzter Zeit durch zunehmende Leistungsdichte und Konzentration von Maschinen zu einer verstärkten Lärmbelästigung der Umwelt gekommen. Aufgabe des Gesetzgebers war es dabei, durch das Erlassen von Grenzwerten die Geräuschemission auf ein erträgliches Maß zu beschränken. Hersteller und Betreiber von Maschinen und Anlagen sind damit veranlaßt, geräuschemindernde Maßnahmen durchzuführen.

Vielfach versuchen die Hersteller zunächst mit Hilfe von Sekundärmaßnahmen bereits entstandene Geräusche zu reduzieren (Dämpfung) oder an der Weiterleitung zu hindern (Dämmung), ohne die zumeist von ihrer Funktion her ausgereifen Serienkonstruktionen prinzipiell zu verändern. Im Bereich der Kolbenmaschinen ist dies durch Teil- oder Vollkapselung des Gehäuses und durch zusätzliche Schalldämpfer möglich. Diese Maßnahmen, die sich in Hinblick auf die erzielbare Geräuschabsenkung als durchaus wirkungsvoll erweisen, werden aber mit einer Bauvolumen- und Gewichtszunahme sowie mit zusätzlichen Kosten erkaufte.

Aus diesem Grund sollen in diesem Vortrag Möglichkeiten

zur primären Geräuschminderung, aber wegen ihrer Bedeutung in der Praxis auch einige Beispiele für Sekundärmaßnahmen am Beispiel eines trockenlaufenden Schraubenverdichters vorgestellt werden.

Neben dem Schraubenverdichter werden am Institut für

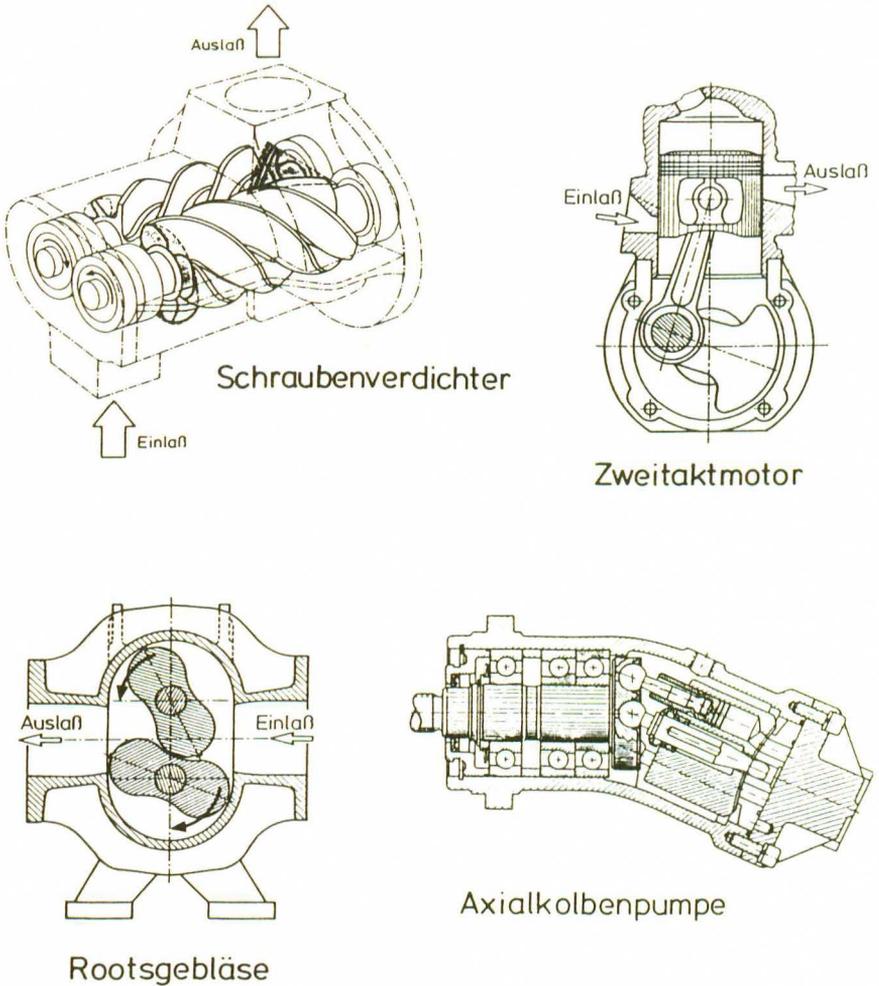


Bild 1. Weggesteuerte Kolbenmaschinen
 Port-controlled piston engines

Kolbenmaschinen (IFKO) Hannover noch einige weitere wichtige Vertreter der sogenannten weggesteuerten Kolbenmaschinen, nämlich 2-Takt-Otto-Motor, Axialkolbenpumpe und Roots-Gebläse untersucht (Bild 1) /1/.

2 Geräuscentstehungsmechanismen

Die Geräuscentstehung bei einem Schraubenverdichter kann auf verschiedene Effekte zurückgeführt werden. Zum einen sind dabei die Strömungsgeräusche zu nennen. Sie teilen sich auf in das Sirenengeräusch durch den pulsierenden Volumenstrom und in Geräusche, die durch das Umströmen von Hindernissen und durch Turbulenzen hervorgerufen werden. Das Sirenengeräusch setzt sich aus der Frequenz der drehzahlabhängigen Grundharmonischen und ihrer Vielfachen zusammen. Die übrigen Strömungsgeräusche hingegen sind stochastische Signale und tragen so zu einer allgemeinen Erhöhung des Rauschpegels bei.

Zum anderen entstehen Geräusche dadurch, daß der innere Druck nicht mit dem förderseitigen Druck übereinstimmt und so durch die plötzlichen Druckausgleichsvorgänge eine Impulsanregung vorliegt.

Als weitere relevante Geräuschursache ist der Kammerdruckverlauf - auch vor dem Öffnen des Auslasses - anzusehen, da er direkt über die jeweiligen Flächen als Kraft die Maschinenstruktur zu Schwingungen anregt.

3 Möglichkeiten zur primären Geräuschminderung

Bei den beiden zuletzt genannten Punkten ist eine Beeinflussung durch Modifikation der Steuergeometrie möglich. Um bei dem hier untersuchten trockenlaufenden Schrauben-

verdichter die Ein- und Auslaßgeometrie ohne großen Aufwand ändern zu können, wurden die Gehäusepartien, die den Einlaß und den Auslaß aufnehmen, herausgefräst und durch einfach zu wechselnde Platten ersetzt. Die auslaßseitige Einsatzplatte ist in Bild 2 mit Angabe der Befestigungsorte der Kammerdruckaufnehmer wiedergegeben. Die Aufnehmer sind so angebracht, daß ein Drehwinkel-Bereich von 90° in der Nähe des Öffnungsvorgangs der Seriengeometrie "beobachtet" werden kann.

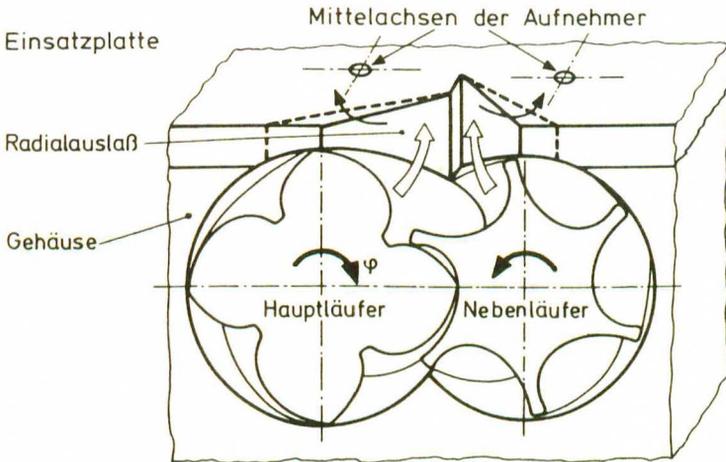


Bild 2. Läuferstirnschnitt und Einsatzplatte mit Radialauslaß

Sectional view of rotors and support of radial outlet

In diese Platte können Steuerkanten beliebiger Form eingebracht werden, so daß z.B. ein allmähliches oder auch ein asynchrones Öffnen von Haupt- und Nebenläuferkammern erreicht werden kann. Ein allmählicher Steuerungsvorgang läßt sich durch eine Verschwenkung der Steuerkanten, wie in Bild 2 gezeigt, und ein asynchroner Steuerungsvorgang durch einen Versatz der Steuerkanten für Haupt- und

Nebenläufer erreichen. Weiterhin ist eine Änderung des eingebauten Druckverhältnisses durch paralleles Verschieben der Auslaßsteuerkanten möglich /2/.

Die Auswirkungen dieser Modifikationen auf das Betriebsverhalten des Verdichters und den Prozeßverlauf werden mit herkömmlichen Meßaufnehmern festgehalten. Von besonderem Interesse sind dabei die Druckverläufe in den Verdichterkammern und die Drücke im Einlaß und Auslaß, sowie in den angeschlossenen Rohrsystemen. Will man jedoch den Einfluß auf die Umgebung erfassen, muß die abgestrahlte Schalleistung bestimmt werden. Dafür kommt bei dieser Versuchsanlage die indirekte Intensitätsmeßtechnik zum Einsatz. Die Intensitätssonde wird mit Hilfe einer mikroprozessorgesteuerten Verfahrensvorrichtung um das Meßobjekt herum bewegt.

Will man von der Prüfstandsgeometrie und dem damit verbundenen Übertragungsverhalten der Strukturen unabhängig werden, so ist es sinnvoll, die effektiv in das Rohrsystem emittierte Schalleistung zu bestimmen. Hierzu wird ein Meßverfahren eingesetzt, das es gestattet, mit Hilfe zweier in axialer Richtung angeordneter Druckaufnehmer die Schallintensität in Rohren zu bestimmen. Durch die diesem Meßverfahren eigene Erfassung von Phasenverschiebungen zwischen Schallschnelle und Schalldruck ist der Einbau der Sonde im Rohr lageunabhängig.

In Bild 3 ist der Kammerdruckverlauf des Hauptläufers für verschiedene Gegendrücke im förderseitigen Rohrsystem bei der Nebenläuferdrehzahl $n_{NL} = 5000$ l/min und einem eingebauten Druckverhältnis von $\pi_i = 3.5$ dargestellt. Wie deutlich zu erkennen ist, kommt es nicht nur im letzten Teil der Verdichtung, kurz vor dem Öffnen, zu einem steileren Druckanstieg bei höheren Gegendrücken, sondern der gesamte Verdichtungsprozeß findet auf einem höheren Druckniveau statt. Diese Tatsache erklärt sich daraus, daß

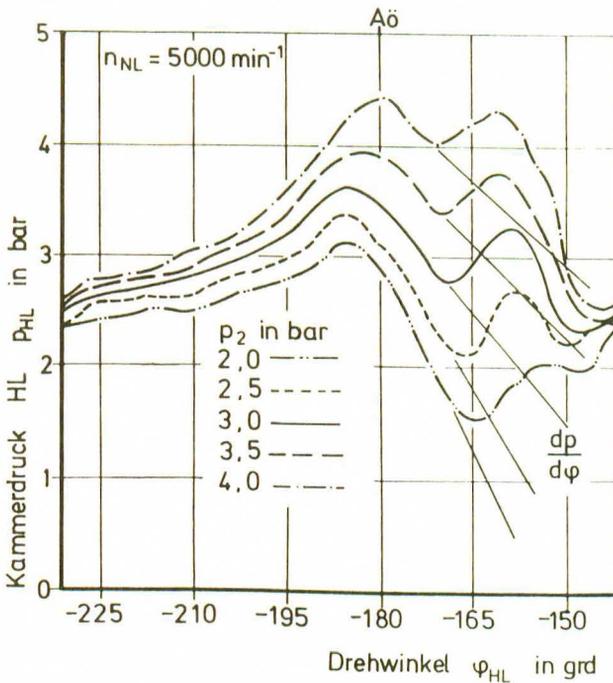


Bild 3. Kammerdruckverlauf Hauptläufer, Serie, $\pi_i = 3.5$
 Pressure distribution of the male rotorⁱ chamber,
 standard configuration

durch eine unzureichende Abdichtung der letzten Kammer vor dem Öffnen eine Anpassung an den jeweils herrschenden Arbeitsdruck im Förderrohr stattfindet. Da die nachlaufenden Kammern immer ein niedrigeres Druckniveau haben als die gerade öffnende Kammer, kommt es durch die Leckmassenströme zu einem Anpassungsvorgang bis hin zum Verdichtungsbeginn. Das ist auch der Grund dafür, daß die theoretisch zu erwartende Rückstromverdichtung für den Fall, daß der Gegendruck höher als der innere Druck p_i ist (wie hier für $p_2 = 4.0$ bar), nicht beobachtet werden konnte. Denn der kurze Zeitraum von ca. 0.2 ms, in dem ein umgekehrtes Druckgefälle besteht, reicht nicht aus, den Spaltmassenstrom wirksam zu beeinflussen. Der Druck in der

Kammer lag vor dem Öffnen bei den realisierbaren Verdichterdrehzahlen immer über dem jeweiligen Druck im Druckstutzen /3/.

In diesem Bild erkennt man auch, daß sich Größe und Steigung des Druckabfalles kurz nach dem Öffnen des Auslasses mit dem eingestellten Gegendruck ändern. Um genaue Aussagen über die Zusammenhänge machen zu können, wurde der Druckgradient $dp/d\varphi$, jeweils für die abfallende Flanke nach dem Öffnen der Kammer ermittelt. Dabei konnte eine sehr gute Übereinstimmung mit dem Pegel der Druckschwingung im nachgeschalteten Rohrsystem nachgewiesen werden. Damit werden der akustischen Wirkkette folgend auch die Oberflächenschnellen und Schallintensitäten beeinflußt /4/.

4 Ergebnisse durch primäre Geräuschkinderung

Die gezeigte selbsttätige Geräuschkinderung durch Undichtigkeiten gilt es nun durch zusätzliche Maßnahmen zu verstärken, um so zu einem möglichst "glatten" Verdichtungsverlauf zu kommen. Allerdings muß gewährleistet sein, daß sich der Liefergrad des Verdichters dadurch nicht verschlechtert.

Im Bild 4 ist das erste Glied in der akustischen Wirkkette, der Hauptläuferkammerdruck, über dem Drehwinkel aufgetragen, wie er sich bei 2 verschiedenen Gegendrücken für jeweils 4 unterschiedliche Auslaßvarianten ergibt. Die Meßreihe 23 ist mit der Seriengeometrie aufgenommen. Bei Meßreihe 62 liegt ein asynchrones Öffnen von Haupt- und Nebenläuferkammer vor, bei 63 ein allmähliches Öffnen und bei 64 eine Erhöhung des eingebauten Druckverhältnisses.

Bei dem Gegendruck $p_2 = 2.0$ bar bewirkt die Variante,

Meßreihe	23	62	63	64
Variante	Serie	asynchr. Ö.	allmähl. Ö.	höheres π_i
	—	- - - -	- - - -

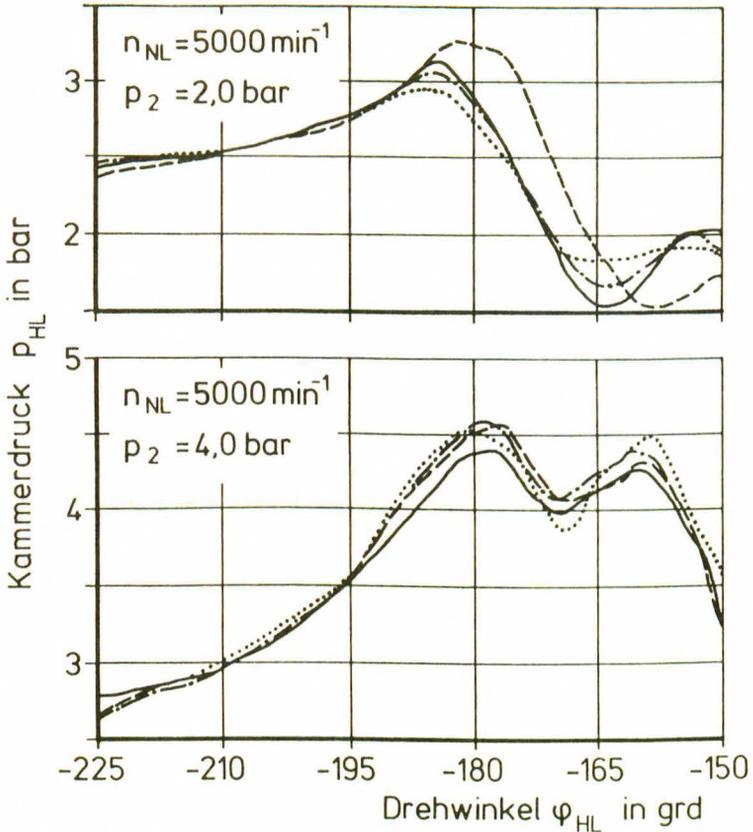
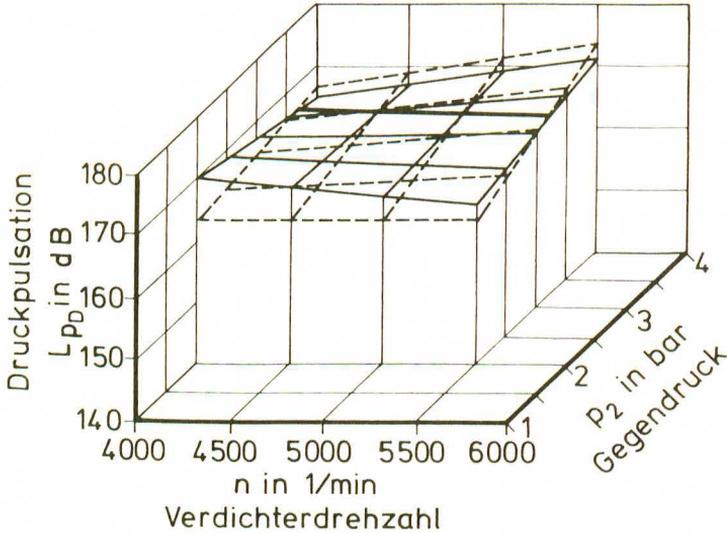


Bild 4. Gemessene Kammerdruckverläufe

Measured pressure distribution of the rotor chambers

durch die das eingebaute Druckverhältnis erhöht wird, eine Verschlechterung des Druckgradienten und der Schwingungsamplitude. Hingegen stellt sich vor allem durch das asynchrone Öffnen von Haupt- und Nebenläuferkammer ein wesentlich ausgeglichenerer Druckverlauf im Vergleich mit

	Version	MR
—	Serie	24
- - -	asynchrones Ö.	55/62



$$\tilde{p}_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$$

Bild 5. Kennfeld der Druckpulsation im Druckstutzen
Map of the pressure pulsation in the pressure outlet nozzle

der Serie ein. Diese Variante zeigt dementsprechend auch bei den nachfolgenden Gliedern in der akustischen Wirkkette die besten Resultate.

Ein anderes Bild ergibt sich beim Gegendruck $p_2 = 4.0$ bar. Hier wird durch das asynchrone Öffnen eine Schwingung mit höheren Gradienten bewirkt. Alle anderen Varianten sind hingegen in ihrem Verhalten der Serie ähnlich.

Die anhand Bild 4 getroffenen Aussagen gelten auch für die Druckpulsation im Druckstutzen, die in der akustischen Wirkkette auf den Kammerdruck folgt. Sie ist in Bild 5 als

Kennfeld über Drehzahl und Gegendruck aufgetragen. Bei niedrigen Drehzahlen sind die Pegelabsenkungen sogar noch stärker als bei der in Bild 3 betrachteten Drehzahl von 5000 1/min. Weiterhin gilt es festzuhalten, daß eine Verbesserung im gesamten Betriebskennfeld durch eine feste Geometrie offenbar nicht möglich ist, denn der im Bereich niedriger Gegendrücke vorliegenden Pegelabsenkung steht bei hohen Gegendrücken eine Pegelzunahme entgegen.

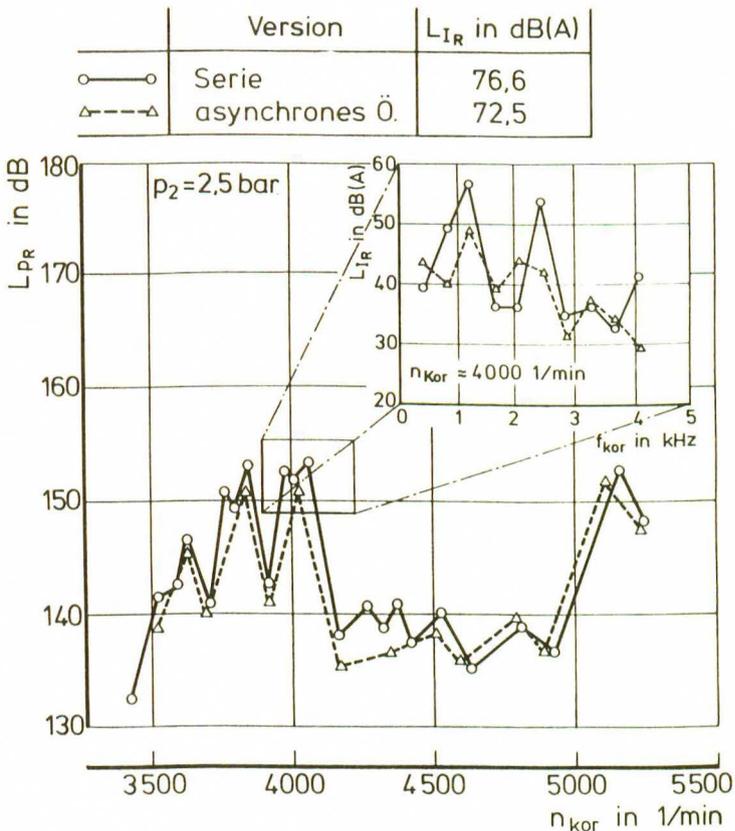


Bild 6. Geräuschminderung am Förderrohr
Noise abatement at the delivery pipe

In Bild 6 ist dargestellt, wie sich das asynchrone Öffnen von Haupt- und Nebenläuferkammer auf die Rohrdruckpuls-

tion, hier aufgetragen über der Verdichterdrehzahl n_{KOR} , auswirkt. Fast über den gesamten Drehzahlbereich kann eine Pegelabsenkung von 3 dB festgestellt werden. Für die Resonanzlage bei ungefähr 4000 l/min ist in demselben Bild das sich dann ergebende Schallintensitätsspektrum, gemessen am Förderrohr, wiedergegeben. Hierdurch wird deutlich, daß durch das asynchrone Öffnen der beabsichtigte Effekt erreicht wurde, nämlich die Pegel der bei dieser Drehzahl pegelbestimmenden 3. und 6. Harmonischen zu erniedrigen. Dies bewirkt eine Abnahme des Gesamtintensitätspegels um über 4 dB.

Auf die Ergebnisse, die durch Variation der Einlaßkanten erreicht wurden, soll hier nicht näher eingegangen werden, da die damit erzielbaren Pegelabsenkungen für die Gesamtschallemission der Verdichteranlage von untergeordneter Bedeutung sind. Ein interessantes Nebenergebnis soll aber in Hinsicht auf eine Diskussion in der Schraubenver-

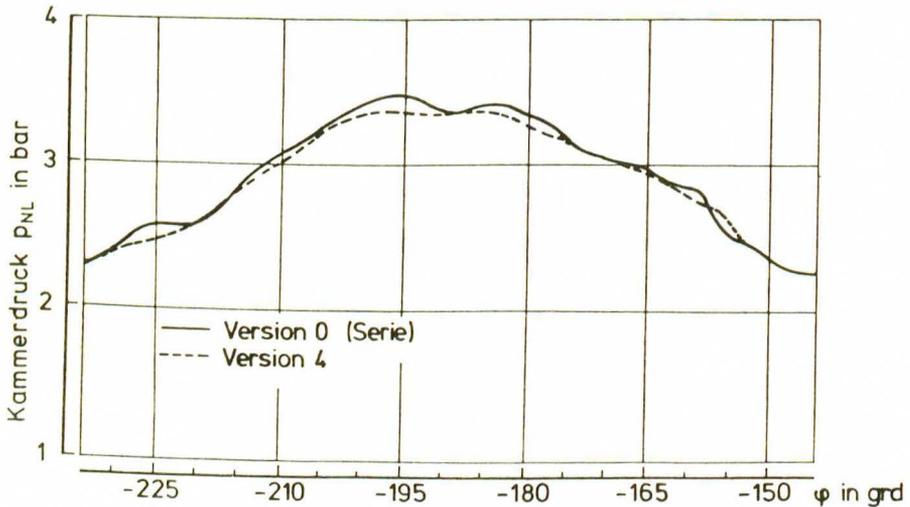


Bild 7. Unterdrückung der Kammerschwingung durch veränderte Einlaßgeometrie, $p_2 = 3$ bar, $n_{NL} = 5000$ l/min
Elimination of the chamber oscillation by means of a modified inlet geometry

dichterliteratur erwähnt werden. Im Bild 7 ist dargestellt, daß sich die Kammerschwingungen im Bereich zwischen 2 und 3 kHz durch eine veränderte Einlaßkantenkontur beeinflussen lassen, was darauf hinweist, daß die Schwingung eine durch das plötzliche Abschließen der Einlaßquerschnitte hervorgerufene Unterdruckwelle darstellt, die in den Kammern hin- und herläuft. Bei der in Bild 7 mit der Serieneinlaßgeometrie verglichenen Variante handelt es sich um eine Version, die ein sanfteres Schließen des Einlasses bewirkt. Eine Verschlechterung des Liefergrades konnte durch diese Maßnahme im übrigen nicht festgestellt werden.

5 Sekundäre Geräuschminderung

Bei der sekundären Geräuschminderung in Form von Dämpfung

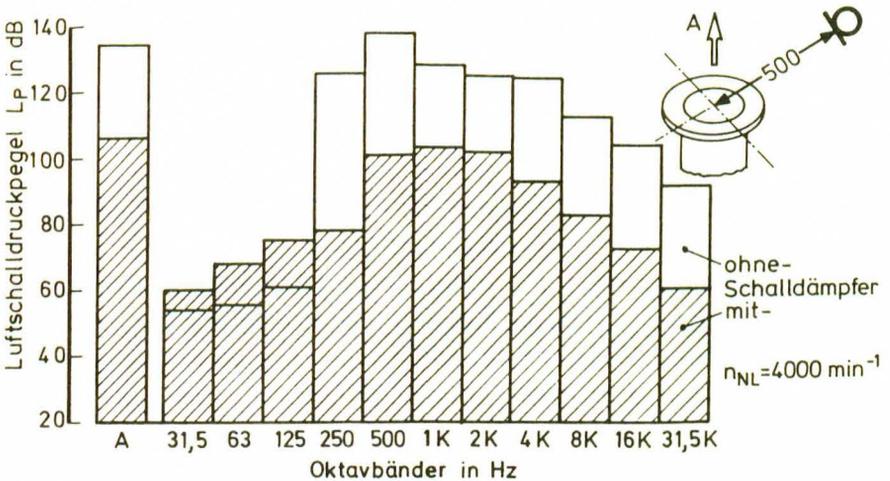


Bild 8. Minderung des Luftschalles durch den Serienauslaßschalldämpfer

Reduction of air-borne sound by means of the production silencer

oder Dämmung handelt es sich, wie schon erwähnt, um den herkömmlich beschrittenen Weg. Da aber, wie aus den vorgestellten Ergebnissen zu ersehen war, mit einer festen Änderung der Geometrie keine Verbesserung der Geräuschemission im gesamten Betriebskennfeld zu erreichen ist, hat diese Art der Geräuschkinderung durchaus ihre Berechtigung. Die Wirkung eines serienmäßigen Maschinenschalldämpfers ist im Bild 8 dargestellt.

Hierfür wurde der abgestrahlte Luftschall jeweils unter gleichen Versuchsbedingungen mit einem Handpegelmesser in 500 mm Abstand zur Auslaßöffnung einmal mit Schalldämpfer und einmal ohne gemessen. Betrachtet man nun die Pegelunterschiede in den einzelnen Oktavbändern, so erkennt man, daß es sich um einen Absorptionsschalldämpfer handelt, da die Dämpfung erst ab einer Frequenz von 250 Hz einsetzt, dann aber eine sehr breitbandige Wirkung behält. Im Abewerteten Luftschallpegel macht sich der Schalldämpfer mit einer Absenkung von ca. 30 dB bemerkbar. Dasselbe Ergebnis erhält man, wenn mithilfe zweier vor und nach dem Schalldämpfer angebrachter Druckaufnehmer das Durchgangsdämm-Maß bestimmt wird.

Eine weitere Möglichkeit zum Bau eines Schalldämpfers ist die Ausnutzung des Interferenzeffektes. Allerdings kann die Auslegung immer nur für eine bestimmte Drehzahl erfolgen; dieses Bauprinzip kommt also nur für Schraubenverdichter mit fester Betriebsdrehzahl in Frage. Ein mit einem Interferenzschalldämpfer, der auf die Grundharmonische des Sirengeräusches abgestimmt war, erhaltenes Ergebnis ist in Bild 9 als Druckpulsation im Rohr über der Frequenz der Grundharmonischen bei verschiedenen Drehzahlen von $n_{NL} = 3300 - 5400$ 1/min wiedergegeben. Es ist zu erkennen, daß in einem weiten Frequenzbereich eine wirksame Pegelverringerung von bis zu 30 dB erreicht werden konnte, was in den unterschiedlichen

Lauf­längen im Interferenzrohr des Schalldämpfers seine Erklärung findet.

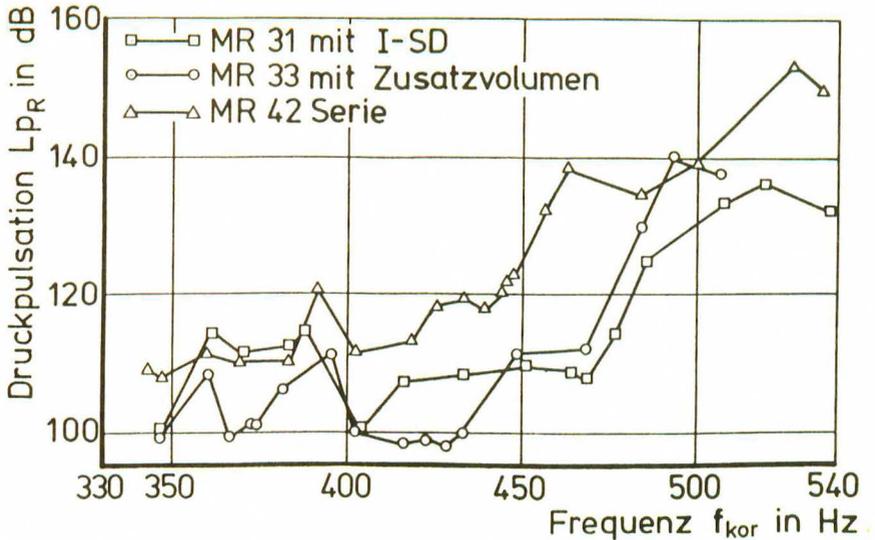


Bild 9. Einfluß eines Interferenzschalldämpfers (I-SD) auf die Druckpulsation im Förderrohr
Influence of an interference silencer (I-SD) on the pressure pulsation in the delivery pipe

Allerdings kann man auch feststellen, daß für niedrige Frequenzen die Anbringung eines Zusatzvolumens direkt über dem Auslaß bessere Ergebnisse als der Interferenzschalldämpfer erbringt.

Weitere an dem hier vorgestellten Schraubenverdichter erhaltene Ergebnisse sind in /5/ wiedergegeben.

Schrifttum

- /1/ Groth, K.
Grahl, T.
Meyer, F.
Nickel, A. Beeinflussung der Prozeßführung
weggesteuerter Maschinen zur Ge-
räuschkinderung.
Konstruktion 39(1987), Heft 6, S.
217-226.
- /2/ Nickel, A. Geräuschkinderung an einem Schrau-
benverdichter.
Diplomarbeit, Inst. f. Kolben-
masch., Universität Hannover 1985.
- /3/ Kirchner, A. Bestimmung der primären Geräusch-
quellen einer Schraubenverdichter-
anlage.
Diplomarbeit, Inst. f. Kolben-
masch., Universität Hannover 1986.
- /4/ Potz, D. Einfluß der Steuergeometrie auf
die Geräuschemission eines Roots-
verdichters.
Diss., Universität Hannover 1984.
- /5/ Groth, K.
Nickel, A. Bestimmung der die Geräuschemis-
sion eines Schraubenverdichters
beeinflussenden Parameter.
Arbeits- und Ergebnisbericht des
SFB 121 für den Zeitraum 1985-
1987, Universität Hannover 1987.