

Gasdruckschwingungen und Strömungsgeräusche in Druckbegrenzungsventilen und Rohrleitungen

Pneumatic oscillations and current noises in pressure control valves

Dominik Surek, Silke Stempin

Zusammenfassung

Zur Begrenzung zulässiger Drücke in Verdichter- und Pumpenanlagen werden Druckbegrenzungsventile oder Sicherheitsventile eingesetzt. Beim Erreichen des zulässigen Druckes öffnen die Ventile und blasen den geförderten Luftvolumenstrom in die Umgebung oder das geförderte Gas in einen drucklosen Behälter ab. Dadurch kann die nachfolgende Anlage und die zugehörigen Geräte vor unzulässig hohem Druck oder vor einem zu hohen Vakuum geschützt werden. Druckbegrenzungsventile und Sicherheitsventile werden in der Regel in der gleichen Nennweite der Druck- bzw. Saugstutzen der Verdichter ausgeführt. Dadurch treten Umlenkungen und Wirbelgebiete auf, die zu Strömungsgeräuschen führen können. Um die Strömungsgeräusche in Druckbegrenzungsventilen zu senken, werden im folgenden Beitrag die Gasdruckschwingungen, die Schalldruckschwingungen und die Schalldruckpegel solcher Ventile untersucht und ausgemessen.

Summary

Pneumatic oscillations and current noises in pressure control valves

Pressure control valves or overflow valves are inserted for the limit of permissible printings in compressor and pump plants. While attaining permissible printing, the valves open and blow off the supported air

volume flow into the environment or the supported gas into a pressure-less receptacle. As a result, the subsequent plant can be protected and the corresponding devices before inadmissibly high printing or a too high gap. Pressure control valves and overflow valves are normally carried out at the same inside diameter of the printing and/or sucking carbine. As a result, redirections and vertebra fields which can lead to strong current noises occur. In order to be able to lower the current noises in pressure control valves the gassing jerk oscillations, the effective sound pressure oscillations and the sound pressure levels of such valves are examined and measured in the following contribution.

1 Einleitung

Druckbegrenzungs- und Sicherheitsventile schützen Maschinen und Anlagen vor Überlastung oder vor unzulässig hohen Drücken. Druckbegrenzungsventile werden in Seitenkanalverdichtern, rotierenden Verdrängerverdichtern und Gebläsen mit geringen Drücken für die Anwendungsgebiete der polygraphischen Industrie, der Medizintechnik, der Reinraumtechnik für die Halbleiterindustrie, in der Belüftungs- und Verpackungstechnik eingesetzt, wenn ein zulässiger Druck nicht überschritten werden darf.

Druckbegrenzungsventile müssen eine relativ steile Betriebskennlinie mit dem Öffnungsdruckverhältnis von $p_{\text{öff}}/p_0 = 0,70$

besitzen, damit der gesamte vom Verdichter geförderte Volumenstrom in die Umgebung oder in einen Behälter abströmen kann. Sie müssen ein schwingungsfreies Öffnen und Schließen des federbelasteten Ventiltellers gewährleisten. In den Ventilen mit der mehrfachen Umlenkung sollen keine zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten und keine zu großen Machzahlen auftreten, um die Strömungsgeräusche gering zu halten. Wirbelströmungen und Ablösegebiete sollen möglichst vermieden werden. Dennoch sind die Umlenkungen der Strömung und die daraus resultierenden Wirbelströmungen und die erhöhten Strömungsgeräusche nicht vollständig zu vermeiden. Die Wirbelströmungen im Ventilsplatt und an den Umlenkstellen verursachen infolge der instationären Druckschwingungen Strömungsgeräusche. Da die instationären Gasdruckschwingungen und die Schalldruckschwingungen ebenso wie die Schalldruckpegel in Ventilen sehr einfach gemessen werden können, soll für diese Ventile die quantitative Abhängigkeit der Schalldruckschwingungen von der Größe der Gasdruckschwingungen in den Wirbelgebieten ermittelt werden.

Aus den Messungen dieser beiden instationären Druckschwingungsgrößen und ihren Effektivwerten soll ein quantitativer Zusammenhang zwischen der Größe der instationären Gasdruckschwingungen und den Schalldruckschwingungen der gleichen Quelle im Ventil ermittelt werden. Die instationäre Gasdruckschwingung stellt

sich als instationäres Druckfeld einer turbulenten Wirbelströmung oder eines Ablösegebietes dar. Für solche Gebiete formulierte Lighthill 1952 die akustische Grundgleichung, die auf den Erhaltungssätzen der Strömungsmechanik beruht. In dieser Grundgleichung sind die akustischen Quellglieder enthalten, die sich schließlich in dem Modell als Monopol, Dipol oder Quadrupol darstellen. Da mit Hilfe der CFD die akustische Grundgleichung von Lighthill oder auch die von Ffowcs Williams und Hawkins gelöst werden kann und somit die Berechnung von Schalldruckfeldern ermöglicht wird, werden experimentelle Resultate zur Evaluierung der theoretischen Resultate benötigt. Im folgenden Beitrag werden die Verhältniswerte der Schalldruckschwingung als Anteil der Gasdruckschwingung eines Wirbelgebietes der Strömung dargestellt.

2 Geometrie und Geschwindigkeiten in Ventilen

Die entscheidenden Bauteile in Druckbegrenzungsventilen sind der Ventilteller, die Ventulfeder und die engsten Strömungsquerschnitte im Ventil, die die Geschwindigkeit und die Machzahl der Ventilströmung bestimmen. Im Bild 1 ist der Schnitt durch ein Ventil mit dem Ventilteller und mit den instationären turbulenten Wirbelströmungen schematisch dargestellt. Der topfförmige Ventilteller gewährleistet eine stabile Lage während des Öffnens und Schließens, weil sich auf der Fläche des Ventiltellers ein konstanter Druck einstel-

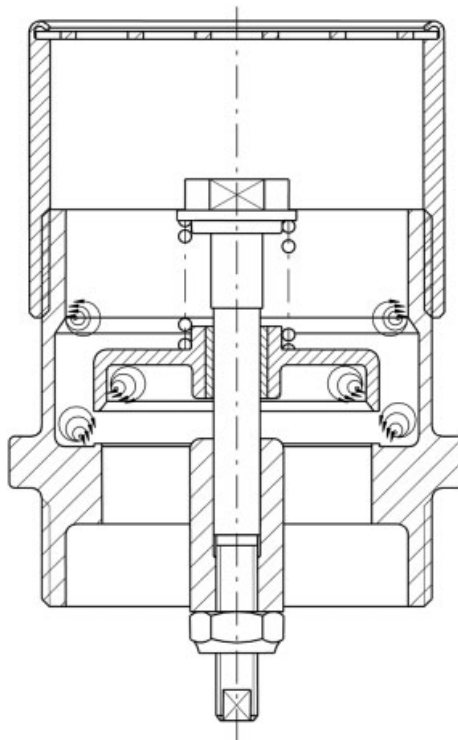


Bild 1: Wirbelfelder in einem Druckbegrenzungsventil bei geöffnetem Ventilteller

len kann, der zum Ventilrand nicht abfällt. Die Ventulfeder hält das Gleichgewicht zwischen der Federkraft und der aerodynamischen Kraft der Strömung während des Öffnens und Schließens. Dadurch kommt der Federauslegung hohe Bedeutung zu. Der Öffnungsdruck des Ventils wird durch die Vorspannung der Feder eingestellt. Wesentlich ist, dass das Ventil eine vorgegebene oder gewünschte Öffnungscharakteristik erreicht mit dem Druckverhältnis des Öffnungsdruckes zum

Druck bei vollständiger Ventilöffnung von $p_{\text{öff}}/p_0 = 0,70$ bis $0,85$. Im Bild 2 ist die Kennlinie eines Verdichters mit den zugehörigen Ventilkennlinien dargestellt. Daraus erkennt man die Abnahme des effektiv geförderten Volumenstromes in Abhängigkeit der Druckdifferenz Δp bis zu dem Volumenstrom Null. Durch das geöffnete Ventil muss der gesamte vom Verdichter geförderte Volumenstrom strömen, um die geforderte Sicherheit zu gewährleisten. Infolge der begrenzten Ventilabmessungen, die der Nennweite der Saug- und Druckstutzen der Verdichter entsprechen müssen, ergeben sich z.B. auch enge Strömungsquerschnitte in denen hohe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten mit Werten von $c_{\text{sp}} = 45 \text{ m/s}$ bis 86 m/s .

Diese hohen Geschwindigkeiten verursachen in Verbindung mit den Strömungsumlenkungen turbulente Wirbelströmungen, die zu Gasdruckschwingungen im Ventil führen. Diese Gasdruckschwingungen sind hochfrequent und liegen im Frequenzbereich von $f = 1,0 \text{ kHz}$ bis $6,0 \text{ kHz}$ [1][2][3]. Sie verursachen Strömungsgeräusche mit entsprechendem Wechseldruck, dem sogenannten Schalldruck. Da die Frequenz der Gasdruckschwingungen weit über der Eigenfrequenz des Ventils und der Bauteile liegt, besteht also keine Gefährdung für eine Schwingungsanregung der Ventilbauteile durch die Gasdruckschwingung.

Ventile werden auch durch ihre Druckverluste und durch die Druckverlustbeiwerte charakterisiert. Der Druckverlust steigt quadratisch mit der mittleren Durchströmungsgeschwindigkeit c_{sp} an (Bild 3). Ermittelt man den Druckverlustbeiwert ζ

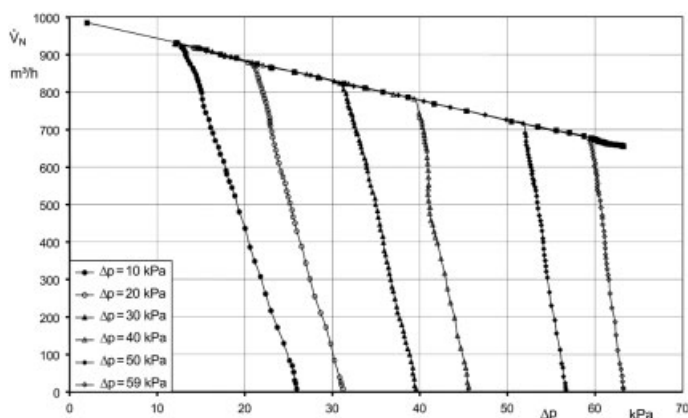


Bild 2: Kennfeld eines Seitenkanalverdichters bei $f=50 \text{ Hz}$ im Druckbetrieb mit dem Druckbegrenzungsventil für $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\Delta p=10 \text{ kPa}$ bis $\Delta p=59 \text{ kPa}$

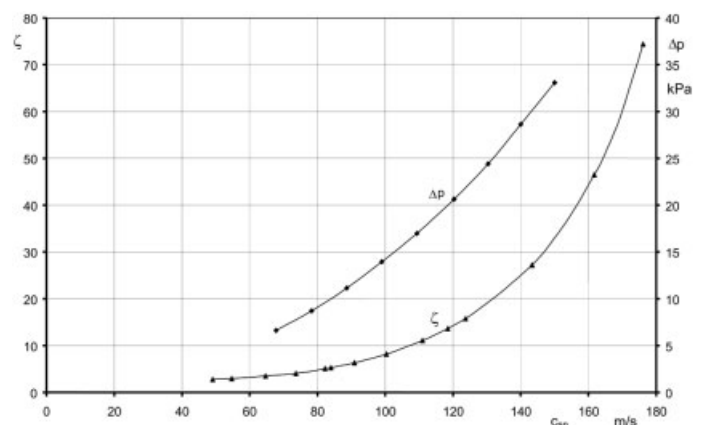


Bild 3: Druckverlust des vollständig geöffneten Druckbegrenzungsventils und Druckverlustbeiwert $\zeta = \Delta p / (\rho c_{\text{sp}}^2 / 2)$ eines Druckbegrenzungsventils in Abhängigkeit der Spaltgeschwindigkeit im Ventil

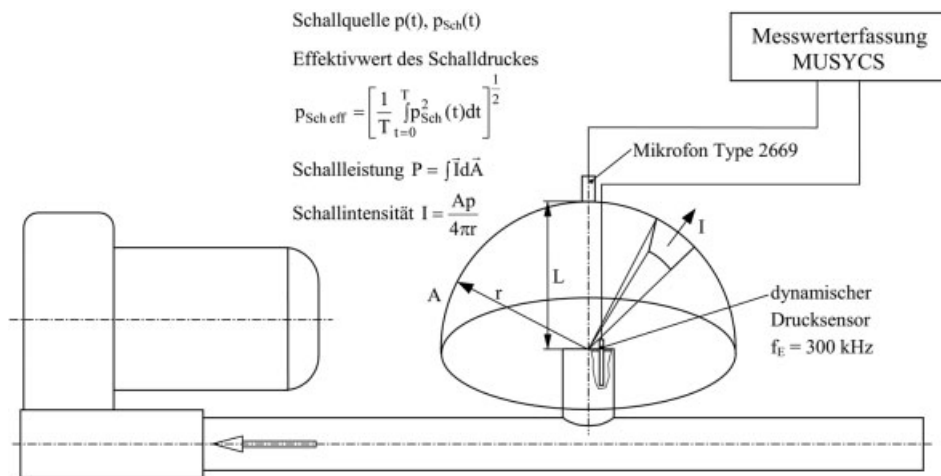


Bild 4: Messaufbau für den dynamischen Druck und den Schalldruck am Druckbegrenzungsventil eines Seitenkanalverdichters

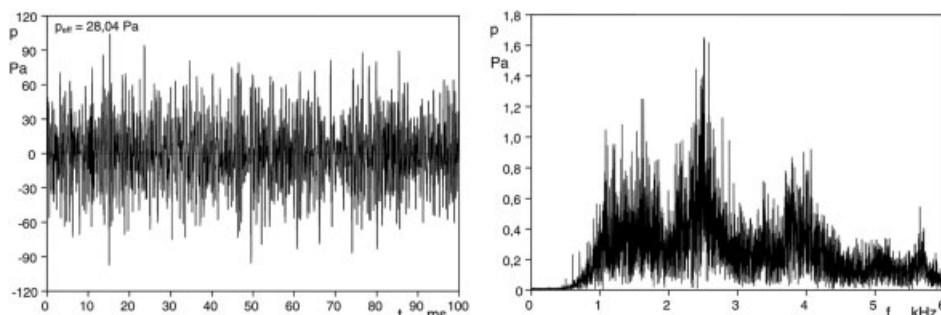


Bild 5: Verlauf des dynamischen Druckes und Frequenzspektrum im Druckbegrenzungsventil bei der Drehzahl des Verdichters von $n = 2983 \text{ min}^{-1}$, $\varphi = 0,44$ und $\pi = 1,21$

des Ventils, in dem der Druckverlust Δp auf den Staudruck der Spaltöffnung bezogen wird mit $\zeta = \Delta p / (\rho c_{sp}^2 / 2)$ und stellt diesen Wert in Abhängigkeit der mittleren Durchströmgeschwindigkeit dar, so erkennt man, dass der Druckverlustbeiwert ζ mit zunehmender Gasgeschwindigkeit parabolisch ansteigt und Werte von $\zeta = 3$ bis 74 bei relativen Öffnungsverhältnissen von $s_0/d = 0,25$ bis 0,045 annimmt (Bild 3) [4]. Baugröße und Druckverlust von Ventilen stehen also in einem reziproken Verhältnis zueinander. Dieser Sachverhalt erfordert eine Optimierung der Ventilbaugröße und der Strömungsführung.

3 Gasdruckschwingungen im geöffneten Ventil

Im Bild 4 ist der schematische Versuchsaufbau für die schwingungstechnische und akustische Untersuchung des Ventils dargestellt. Die Gasdruckschwingung wurde am Entstehungsort der turbulenten Wirbelfelder im Ventil mittels einer Miniaturdrucksonde mit der Eigenfrequenz von $f_E =$

300 kHz gemessen. Der Schalldruck wurde mit einem Präzisionsmikrofon und der Schalldruckpegel mit einem Schalldruckpegelmessgerät gemessen. Das Mikrofon besitzt eine Eigenfrequenz von $f_E = 200$ kHz, so dass Schalldruckschwingungen bis zu $f = 100$ kHz gemessen werden können. Die Messwerte werden in dem Messwert erfassungsgerät MUSYCS gespeichert. Im Bild 5 ist der Gasdruckschwingungsverlauf $p(x, t)$ im geöffneten Ventil mit dem zu-

gehörigen Frequenzspektrum bis zur Frequenz von $f = 6,0$ kHz für den Betriebspunkt des Verdichters von $n = 2983 \text{ min}^{-1}$, $\varphi = 0,44$ und $\pi = 1,21$ dargestellt. Es weist Schwingungsamplituden bis zu $p(t) = \pm 70$ Pa auf. Im gesamten Messintervall bis 100 ms treten Schwingungsamplituden bis $p(t) = \pm 105$ Pa auf.

Das Frequenzspektrum im Bild 5 zeigt sehr dichte Amplitudenverteilungen mit Amplitudenanteilen bis zu $p(t) = 1,65$ Pa im Frequenzbereich von $f = 2,20$ kHz bis 2,70 kHz.

Für das Frequenzspektrum ergibt sich eine Spektralverteilung der Gasdruckschwingung mit einer auffälligen Amplitudenverteilung zwischen den Frequenzen von $f = 1,0$ kHz und 3,0 kHz. Aus dem Frequenzspektrum ragt die tonale Komponente bei der Schaufeldrehfrequenz von $f_s = 2,4$ kHz mit der Amplitude von $p = 1,65$ Pa hervor. Die Gasdruckschwingungen im geöffneten Ventil sind also durch ein schmalbandiges Frequenzspektrum höherer Intensität gekennzeichnet, in dem der Schaufelton und teilweise auch deren Harmonische herausragen.

Ermittelt man die Effektivwerte der Gasdruckschwingung im Ventil und in der Rohrleitung nach Gl. 1

$$p_{\text{eff}} = \left[\frac{1}{T} \int_{t=0}^T p^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (1)$$

und stellt sie in Abhängigkeit der mittleren Spaltgeschwindigkeit in der Rohrleitung dar, so ergibt sich der erwartete parabol-förmige Verlauf mit Werten von $p_{\text{effV}} = 0$ bis 1490 Pa (Bild 6). Die Effektivwerte der Gasdruckschwingung in der Rohrleitung betragen $p_{\text{effR}} = 40$ Pa und 60 Pa und sie sind nahezu konstant im gesamten Geschwindigkeitsbereich. Daraus erkennt

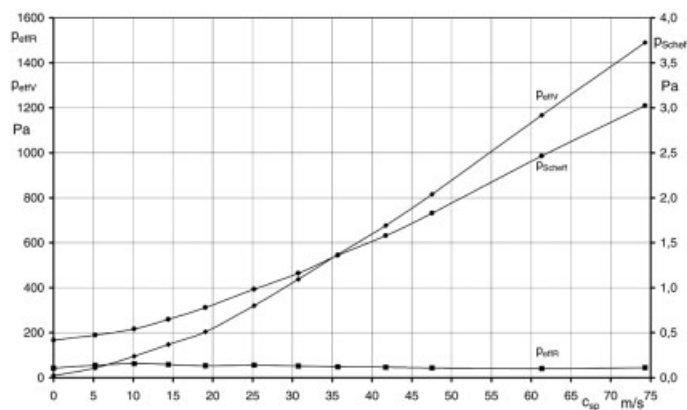


Bild 6: Effektivwert der Schalldruckschwingungen und Effektivwerte der Gasdruckschwingung im Rohr und Druckbegrenzungsventil im Druckbetrieb bei $n=2394 \text{ min}^{-1}$ und $L=1,0 \text{ m}$

man, dass die Effektivwerte der Gasdruckschwingung im Druckbegrenzungsventil beträchtlich höher liegen als die Effektivwerte der relativ geordneten Strömung in der Rohrleitung des Verdichters.

4 Schalldruckschwingung im Ventil

Öffnet ein Sicherheits- oder ein Druckbegrenzungsventil bei der eingestellten Druckdifferenz den Ventilsitz, dann stellt sich eine Expansionsströmung hoher Geschwindigkeit ein, die in Verbindung mit der mehrfachen Strömungsumlenkung zu turbulenten Wirbelströmungen führt. Durch das instationäre Verhalten der turbulenten Wirbelfelder entstehen Gasdruckschwingungen, die zu den bekannten Strömungsgeräuschen führen.

Die Gasdruck- und die Schalldruckschwingungen sind vom Betriebszustand des Verdichters abhängig, der durch die Lieferzahl und die Druckdifferenz auf der Kennlinie gekennzeichnet wird. Im Bild 7 ist der Schalldruckverlauf $p_{sch}(t)$ im Druckbegrenzungsventil mit dem zugehörigen Frequenzspektrum bei der Verdichterdrehzahl von $n = 2983 \text{ min}^{-1}$, der Lieferzahl von $\varphi = 0,44$ und dem Druckverhältnis von $\pi = 1,21$ für den Abstand vom Ventil von 1 m dargestellt. Die Schalldruckschwankungen betragen $p_{sch} = \pm 2,30 \text{ Pa}$ mit dem Effektivwert von $p_{scheff} = 0,71 \text{ Pa}$. Das schmalbandige Frequenzspektrum der Schalldruckschwingung weist eine dichte Amplitudenverteilung im Bereich von $f = 100 \text{ Hz}$ bis $f = 4,5 \text{ kHz}$ mit Amplitudengrößen bis 59 mPa auf und auch erhöhte Amplituden mit etwa der gleichen Größe im Bereich von $f = 5,2 \text{ kHz}$ bis $6,2 \text{ kHz}$.

In diesem Frequenzspektrum des Schalldruckes ragt die Amplitude der Schaufeldrehfrequenz des Seitenkanalverdichters von $p_{schA} = 34 \text{ mPa}$ bei $f_s = z f = 2,585 \text{ kHz}$ hervor. Auch die Amplitude der ersten Harmonischen der Schaufeldrehfrequenz bei $f = 5,170 \text{ kHz}$ ist am linken Rand des Seitenbandes bei der Frequenz von $f = 5,6 \text{ kHz}$ erkennbar.

Die charakteristische Gasdruckschwingungserregung im Seitenkanalverdichter durch den Schaufeldurchlauf am Unterbrecher und die davon erregte Massestrompulsation an der Unterbrecherkante $\delta \dot{m} / \delta t$ sind im Frequenzspektrum der Schalldruckschwingung auch noch in gebührender Entfernung von 1,0 m vom

Verdichter eindeutig erkennbar [5]. Sie breitet sich als Sinuswelle mit der Schallgeschwindigkeit $a = \sqrt{\kappa p / \rho}$ aus. Die Schallgeschwindigkeit ist mit der Wellenlänge λ und der Schwingungsfrequenz über die Wellengleichung $a = f \lambda$ verknüpft.

Die Schallleistung P , die durch eine Fläche A hindurchtritt, kann mit Hilfe des Schalldruckes $p_{sch}(t)$ oder mit dem Effektivwert des Schalldruckes berechnet werden zu

$$P = \frac{1}{\rho a_R} \int_A \left[\frac{1}{T} \left\{ \int_0^T p_{sch}^2(t) dt \right\} \right] \cos \vartheta dA \quad (2)$$

bzw.

$$P = \frac{1}{\rho a_R} \int_A |\bar{p}_{eff}|^2 \cos \vartheta dA \quad (3)$$

Die Schallleistung in gasdurchströmten geraden Rohrleitungen beträgt nach [6]

$$P = (2 \dots 12) 10^{-5} \rho A c^3 M^3 \quad (4)$$

Die Potenz der Machzahl von $n=3$ weist auf einen Dipol als Schallquelle hin, der bei relativ geringen Machzahlen von $M=0,3$ bis $0,7$ akustisch wirksam wird. Mit der Beziehung für die Schallgeschwindigkeit $a = \sqrt{\kappa R T}$ und der Gleichung für die Gaskichte $\rho = p/(RT)$ ergibt sich für die Schallleistung die Beziehung:

$$P = \frac{(2 \dots 12) 10^{-5} A p c^6}{\kappa^{3/2} (RT)^{5/2}} \quad (5)$$

Die Schallleistung eines Gases in der Rohrleitung ist also nicht nur von der Gasart in Form des Isentropenexponenten κ und der Gaskonstante R , vom Zustand des

Gases und vom Strömungsquerschnitt A abhängig, sondern insbesondere von der sechsten Potenz der Strömungsgeschwindigkeit. Daraus erhält man den wesentlichen Hinweis auf die Schallleistungsminde rung durch Geschwindigkeitssenkung in den Rohrleitungen und Armaturen.

Daraus kann der gesamte Schallleistungspegel aus $L = 10 \lg(P/P_0)$ in dB mit dem Bezugswert für die Schallleistung von $P_0 = 10^{-12} \text{ W}$ errechnet werden.

Der Schallleistungspegel beträgt mit Gl. 5

$$L = (2 \dots 12) 10^{-5} + 101 \lg \left(\frac{A}{A_0} \right) + 101 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right) + 601 \lg \left(\frac{c}{c_0} \right) - 251 \lg \left(\frac{T}{T_0} \right) - 151 \lg \left(\frac{\kappa}{\kappa_0} \right) \quad (6)$$

Untersucht man nun noch die Schalldruckschwingung in einem Betriebszustand bei der geringeren Entfernung vom Ventil von $L = 600 \text{ mm}$, so stellt sich eine etwas stärkere Schalldruckschwingung mit ähnlichem Verlauf wie bei der Entfernung von $L=1,0 \text{ m}$ ein. Der Effektivwert der Schalldruckschwingung ist mit $p_{sch eff} = 0,89 \text{ Pa}$ ebenfalls größer als bei der Entfernung von $L = 1,0 \text{ m}$. Die Spektralverteilung der Gasdruckschwingung im Frequenzspektrum weist in den gleichen Frequenzbereichen wie im Bild 7 höhere Amplitudenwerte bis zu $p_{sch} = 48 \text{ mPa}$ auf. Das ist ein deutliches Zeichen dafür, dass der Schalldruck von der Gasdruckschwingung des Verdichters verursacht wird, dessen quantitativer Anteil noch bestimmt werden muss.

Im Bild 8 ist die Schalldruckschwingung am Druckbegrenzungsventil mit dem zugehörigen Frequenzspektrum für den Be-

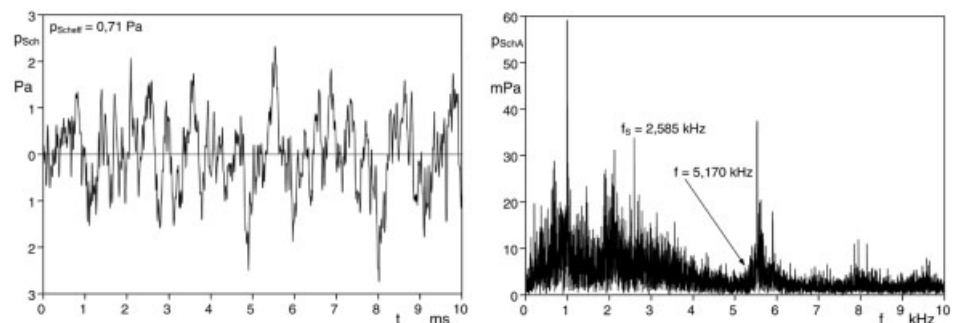


Bild 7: Schalldruckverlauf und Frequenzspektrum über dem Druckbegrenzungsventil eines Seitenkanalverdichters im Vakuumbetrieb für $n = 2983 \text{ min}^{-1}$, $\varphi = 0,44$, $\pi = 1,21$, $L = 1000 \text{ mm}$, $z = 52$

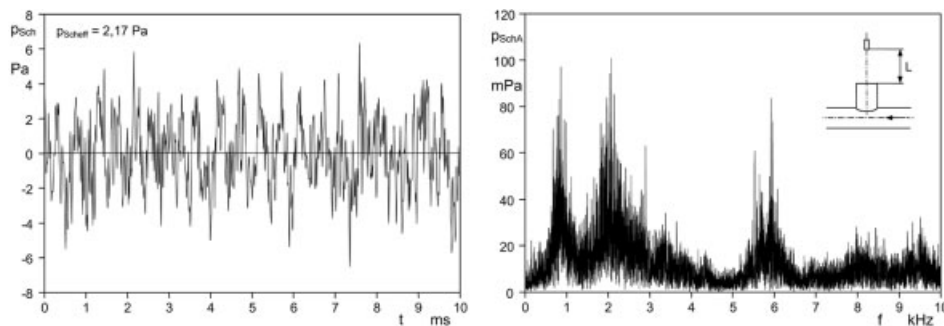


Bild 8: Schalldruckverlauf und Frequenzspektrum über dem Druckbegrenzungsventil eines Seitenkanalverdichters im Vakuumbetrieb für $n = 2983 \text{ min}^{-1}$; $\varphi = 0,57$; $\pi = 1,21$; $L = 200 \text{ mm}$

triebspunkt des Seitenkanalverdichters von $n = 2983 \text{ min}^{-1}$, $\varphi = 0,57$ und das Druckverhältnis von $\pi = 1,21$ im Abstand von $L = 200 \text{ mm}$ dargestellt. Es ergibt sich ein ähnlicher zeitlicher Schalldruckschwingungsverlauf und ein ähnliches Frequenzspektrum mit dichter Spektralverteilung im unteren Frequenzbereich bis $f = 3,0 \text{ kHz}$. Der Effektivwert des Schalldruckes beträgt $p_{\text{Scheff}} = 2,17 \text{ Pa}$ für die Lieferzahl von $\varphi = 0,57$ und den geringen Messabstand von $L = 200 \text{ mm}$. Bei dem Ventilabstand von $L = 200 \text{ mm}$ stellt sich im Frequenzspektrum bei der Frequenz von $f = 5,90 \text{ kHz}$ eine deutliche Amplitudenerhöhung bis auf $p_{\text{SchA}} = 84 \text{ mPa}$ mit den charakteristischen Seitenbändern ein.

Die zeitlichen Gasdruckschwingungsverläufe mit 200 000 Messpunkten je Sekunde sind für die Zeit von 10 ms aufgelöst und die Frequenzspektren sind bis zur Frequenz von $f = 10 \text{ kHz}$ dargestellt. Die Schalldruckschwingungen wurden für den Vakuumbetrieb des Seitenkanalverdichters bei der Drehzahl von $n = 2983 \text{ min}^{-1}$, der Druckdifferenz von $\Delta p = 22 \text{ kPa}$ und dem Druckverhältnis von $\pi = 1,21$ gemessen. Bei den Frequenzen von $f = 850 \text{ Hz}$, $f = 2,0 \text{ kHz}$ und bei $f = 5,80 \text{ kHz}$ zeigen die Seitenbänder die Überlagerung von zwei unterschiedlichen Gasdruckschwingungen an, die aus der Gasdruckschwingung im Seitenkanalverdichter und im Druckbegrenzungsventil resultieren. In den Frequenzspektren der Gasdruckschwingung im Ventil ist auch die Schaufeldrehfrequenz des Seitenkanalverdichters erkennbar. Damit wirkt die Schaufeldrehfrequenz des Seitenkanalverdichters bis in die Gasdruckschwingung im Druckbegrenzungsventil und auf die Schalldruckschwingung [1][5].

Im Bild 9 sind die Schalldruckschwingungen im Abstand vom Ventil von $L =$

100 mm bis $L = 1200 \text{ mm}$ und die zugehörigen Frequenzspektren im Frequenzbereich bis $f = 10 \text{ kHz}$ dargestellt. Das Bild 9 zeigt sehr anschaulich die Abnahme der Schwingungsamplituden des Schalldruckes von $p_{\text{Sch}} = \pm 6,0 \text{ Pa}$ bei dem Ventilabstand von $L = 100 \text{ mm}$ bis auf $p_{\text{Sch}} = \pm 1,0 \text{ Pa}$ bei dem größeren Abstand von $L = 1200 \text{ mm}$. Auch die Amplitudenhöhe und die Amplitudenverteilung in den Frequenzspektren stellen den Einfluss des Ventilabstandes deutlich dar.

Bild 10 zeigt die Schalldruckschwingungen p_{Sch} und die zugehörigen Frequenzspektren für den gleichen Betriebs-

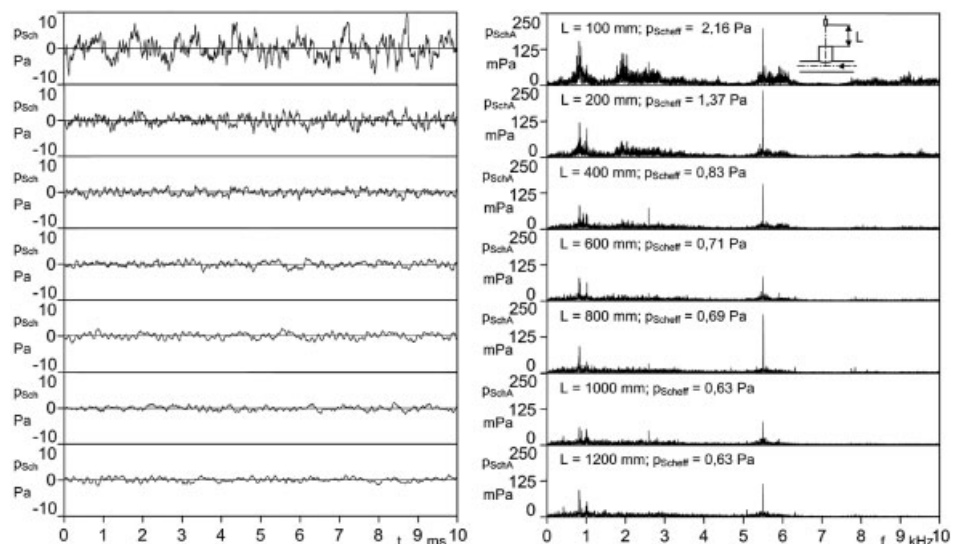


Bild 9: Schalldruck und Frequenzspektren für das Druckbegrenzungsventil im Vakuumbetrieb bei $n=2983 \text{ min}^{-1}$; $\varphi=0,57$ und $\pi=1,21$ in Abhängigkeit der Entfernung

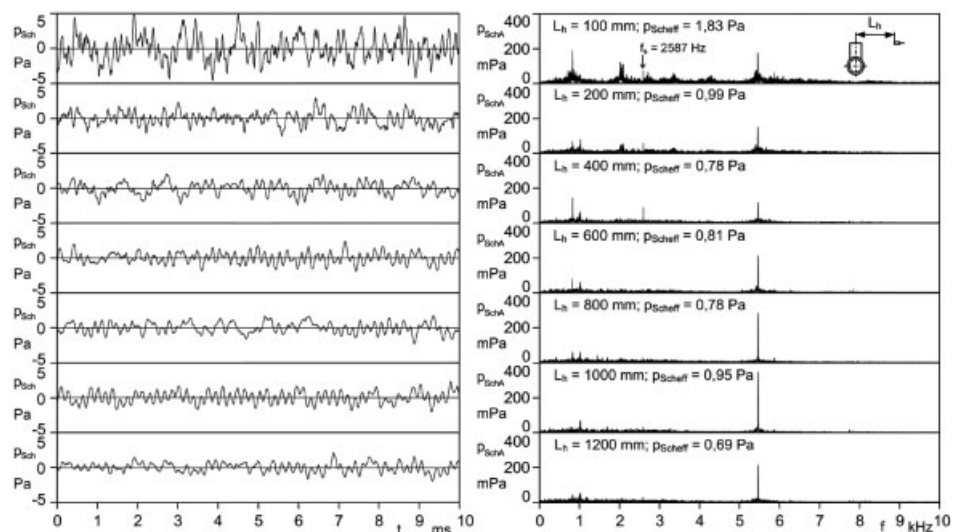


Bild 10: Schalldruck und Frequenzspektren am Druckbegrenzungsventil in Abhängigkeit des seitlichen Abstands im Vakuumbetrieb bei $n=2983 \text{ min}^{-1}$; $\varphi=0,57$ und $\pi=1,21$

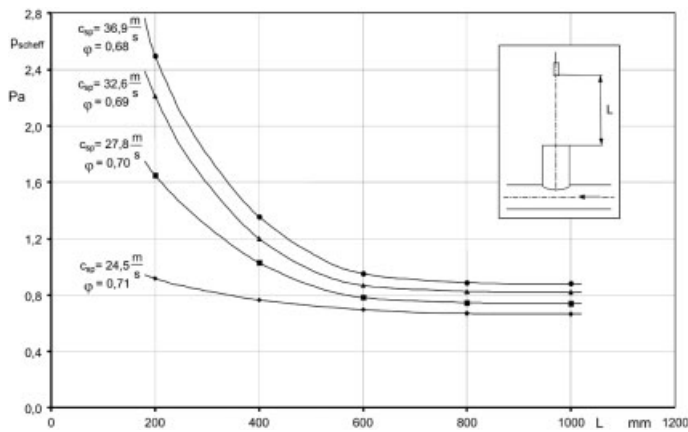


Bild 11: Effektivwerte des Schalldruckes in Abhängigkeit des Abstandes vom Druckbegrenzungsventil L bei $n=2983 \text{ min}^{-1}$

punkt des Seitenkanalverdichters von $\varphi = 0,57$ und das Druckverhältnis von $\pi = 1,21$ bei der Antriebsdrehzahl von $n = 2983 \text{ min}^{-1}$ im Vakuumbetrieb in Abhängigkeit des seitlichen Abstands vom Ventil im Bereich von $L = 100 \text{ mm}$ bis $L = 1200 \text{ mm}$. Hierbei stellen sich zwar geringere Schwingungsamplituden, aber ansonsten die gleiche Schwingungsstruktur und die gleiche Spektralverteilung in den Frequenzspektren wie im Bild 9 dar. In den Bildern 9 und 10 sind auch die Effektivwerte der Schalldruckschwingungen mit Werten von $p_{scheff} = 0,63 \text{ Pa}$ bis $p_{scheff} = 2,16 \text{ Pa}$ und $p_{scheff} = 0,69 \text{ Pa}$ bis $1,83 \text{ Pa}$ angegeben.

Werden die Effektivwerte der Schalldruckschwingung in Abhängigkeit der Gasgeschwindigkeit im Ventil im Bereich von $c_{sp} = 24,5 \text{ m/s}$ bis $c_{sp} = 37,0 \text{ m/s}$ und in Abhängigkeit des Ventilabstandes dargestellt, so sinken die Effektivwerte mit zunehmendem Abstand bis etwa $L = 800 \text{ mm}$ stark ab und bleiben danach unabhängig vom Ventilabstand auf gleichem Niveau (Bild 11). Mit steigender Strömungsgeschwindigkeit im Ventil steigt auch die Intensität der Wirbelströmung in den Umlenkgebieten des Ventils. Dadurch steigen auch die Gasdruckschwingung und die Schalldruckschwingung an. Der Verlauf der Effektivwerte der Schalldruckschwingung steigt mit zunehmender Geschwindigkeit im Ventil an, wie das Bild 11 zeigt. Der Einfluss der Geschwindigkeit auf den Effektivwert der Schalldruckschwingung ist besonders im Nahbereich des Ventils erheblich groß. Der Effektivwert der Schalldruckschwingung nimmt mit zunehmendem Abstand ab und stellt sich schließlich bei Werten von $p_{scheff} = 0,67 \text{ Pa}$ bis $0,88 \text{ Pa}$

bzw. konstanten Verhältniswerten von $p_{scheff} / p_{effv} = 0,0021$ bis $0,0058$ ein.

Der Effektivwert der Schalldruckschwingung sinkt bei seitlicher Messung vom Ventil mit zunehmendem Abstand noch stärker ab als bei vertikalem Abstand. Dieses Verhalten wird durch die Störung der Schallausbreitung durch die Rohrleitung verursacht.

5 Anteil der Schalldruckschwingung an der Gasdruckschwingung

Weil die Schalldruckschwingung aus der Gasdruckschwingung der Wirbelstromgebiete entspringt, soll schließlich der Anteil des Schalldruckes an der Gasdruckschwingung ermittelt werden. Werden die Gasdruckschwingungen im Ventil und in der Rohrleitung $p(x, t)$ und auch die Schalldruckschwingung $p_{sch}(x, t)$ am Druckbegrenzungsventil in Abhängigkeit der axialen Spaltgeschwindigkeit im Ventil gemessen, so ergibt sich ein parabolischer Anstieg des Effektivwertes der Gasdruckschwingung im Ventil mit zunehmender Spaltgeschwindigkeit entsprechend Bild 6. Wie das Resultat zeigt, steigt der Effektivwert des Schalldruckes ebenfalls proportional mit der axialen Spaltgeschwindigkeit im Ventil an und erreicht Werte von $p_{scheff} = 0,45$ bis $3,05 \text{ Pa}$ bei Effektivwerten der Gasdruckschwingung im Ventil von $p_{effv} = 0$ bis 1500 Pa bei der Entfernung von $L = 1,0 \text{ m}$. Der Effektivwert der Gasdruckschwingung in der Druckrohrleitung erreicht Werte von $p_{effR} = 40 \text{ Pa}$ bis 60 Pa , die von der axialen Spaltgeschwindigkeit im Ventil unabhängig sind, wie das Bild 6 zeigt. Bild 12 zeigt, dass der Einfluss des Ab-

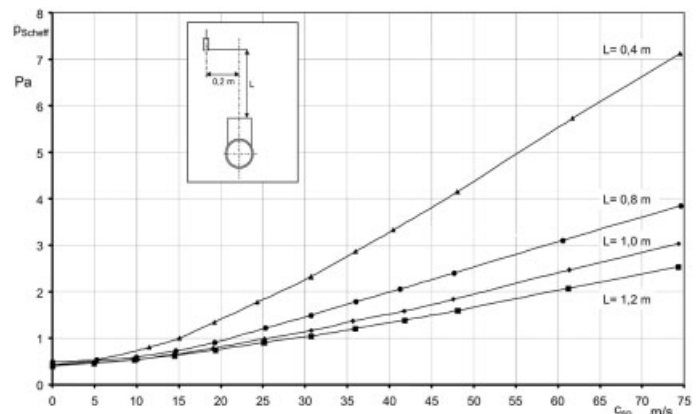


Bild 12: Effektivwerte der Schalldruckschwingungen am Druckbegrenzungsventil im Druckbetrieb bei $n=2394 \text{ min}^{-1}$ und $L=0,4 \text{ m}$ – $1,2 \text{ m}$

standes vom Ventil auf den Effektivwert des Schalldruckes bei der mittleren Spaltgeschwindigkeit im Ventil oberhalb der Werte von $c_{sp} = 35 \text{ m/s}$ beträchtlich ist. Bei Abständen von $L \geq 1,0 \text{ m}$ nimmt der Einfluss wieder stark ab.

Im Bild 13 sind die Effektivwerte des Schalldruckes in Abhängigkeit der mittleren Spaltgeschwindigkeit im Ventil und der Drehzahl des Verdichters dargestellt. Das Bild zeigt, dass die Drehzahl des Verdichters, die sich vorwiegend auf den Volumenstrom auswirkt, nur einen geringen Einfluss auf den Effektivwert des Schalldruckes nimmt. Daraus wird deutlich, dass der Volumenstrom und die Größe der Drehzahl nur einen sekundären Einfluss auf das breitbandige Geräuschespektrum nehmen. Die Antriebsdrehzahl des Verdichters beeinflusst über die Schaufeldrehfrequenz vorrangig die Intensität des Schaufeltons.

In den Bildern 14 bis 18 sind die Verhältniswerte der Effektivwerte der Schalldruckschwingung zu denen der Gasdruckschwingung im Ventil und in der Rohrleitung in Abhängigkeit der mittleren axialen Spaltgeschwindigkeit c_{sp} im Ventil dargestellt. Die Bilder zeigen, dass oberhalb der Spaltgeschwindigkeit im Ventil von $c_{sp} = 5 \text{ m/s}$ nur ein geringer Anteil von etwa 10^{-3} bis $6,0 \cdot 10^{-3}$ der Gasdruckschwingung im Ventil in Schalldruckschwingungen umgesetzt wird, der mit der Größe der mittleren Spaltgeschwindigkeit c_{sp} weiter absinkt, obwohl die Größe und die Intensität der Ablösegebiete und der Wirbelstromgebiete in Ventilen ansteigen (Bilder 15 und 16). Bezieht man den Effektivwert der Schalldruckschwingung auf die Effektivwerte der Gasdruckschwingung in der Druckrohrleitung p_{effR} und im Ventil p_{effv}

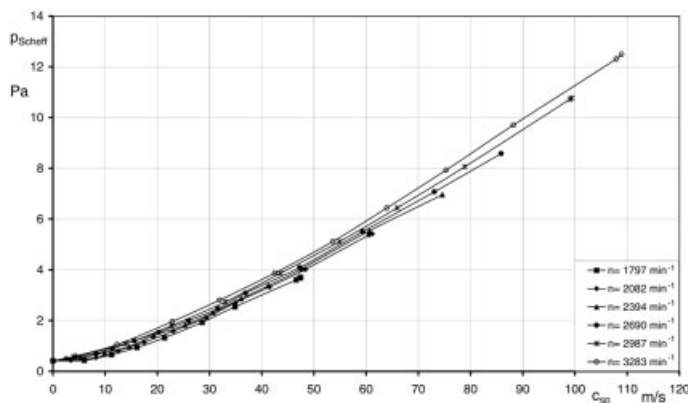


Bild 13: Effektivwert der Schalldruckschwingungen am Druckbegrenzungsventil im Druckbetrieb bei $L=0,4$ m und $n=1797 \text{ min}^{-1}$ bis $n=3283 \text{ min}^{-1}$

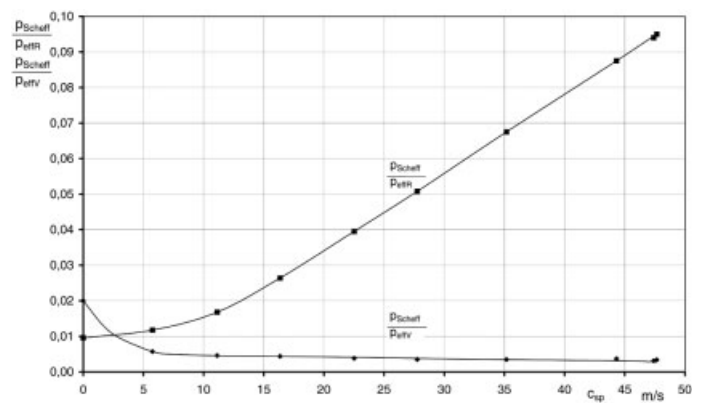


Bild 14: Verhältniszerte des Effektivwertes der Schalldruckschwingung am Ventil zum Effektivwert der Gasdruckschwingung im Rohr und im Druckbegrenzungsventil im Druckbetrieb bei $n=1797 \text{ min}^{-1}$ und $L=0,8$ m

so ergeben sich die im Bild 14 dargestellten Verläufe. Da der Effektivwert der Gasdruckschwingung in der Rohrleitung von der Spaltgeschwindigkeit im Ventil nahezu unabhängig ist, steigt der Verhältniszerte $p_{\text{Sch eff}}/p_{\text{eff R}}$ proportional mit der Spaltgeschwindigkeit an und erreicht Werte von $p_{\text{Sch eff}}/p_{\text{eff R}} = 0,01$ bis $0,095$. Der entscheidende Verhältniszerte zur Beurteilung des abgestrahlten Anteils der Schalldruckschwingung von der im Ventil auftretenden Gasdruckschwingung ist $p_{\text{Sch eff}}/p_{\text{eff V}}$, der ebenfalls in den Bildern 14 und 15 dargestellt ist. Der Verhältniszerte erreicht Werte von $p_{\text{Sch eff}}/p_{\text{eff V}} = 0,0025$ bis $0,0060$ und er ist bis auf den Anfangsbereich bei geringen mittleren Strömungsgeschwindigkeiten im Druckbegrenzungsventil von $c_{\text{sp}} = 0$ bis 8 m/s für die Abstände von $L = 0,8 \text{ m}$ und $L = 1,0 \text{ m}$ konstant. Daraus ersieht man, dass der Anteil des abgestrahlten Schalldruckes von der Gasdruckschwin-

gung im Ventil bei der anders gearteten Schallquelle mit Werten von $p_{\text{Sch eff}}/p_{\text{eff V}} = 2,5 \cdot 10^{-3}$ bis $6,0 \cdot 10^{-3}$ die gleiche Größe erreicht wie beim Seitenkanalverdichter [7]. Im Bild 16 ist der Verhältniszerte der Schalldruckschwingung, bezogen auf den Effektivwert der Gasdruckschwingung im Ventil $p_{\text{eff V}}$ in Abhängigkeit der mittleren Spaltgeschwindigkeit und des Abstandes vom Ventil im Bereich von $L = 0,4 \text{ m}$ bis $1,2 \text{ m}$ dargestellt. Es ist erkennbar, dass der Verhältniszerte bei sehr geringen Abständen von $L \leq 0,8 \text{ m}$ merklich ansteigt, aber stets unabhängig von der mittleren Spaltgeschwindigkeit im Ventil ist.

Schließlich sind in den Bildern 17 und 18 auch die Verhältniszerte des Effektivwertes der Schalldruckschwingung zum konstanten Effektivwert der Gasdruckschwingung in der Druckrohrleitung dargestellt. Da der Effektivwert der Gasdruckschwingung in der Rohrleitung von der mittleren

axialen Spaltgeschwindigkeit im Ventil unabhängig ist, steigt der Verhältniszerte $p_{\text{Sch eff}}/p_{\text{eff R}}$ ebenso wie der Effektivwert des Schalldruckes $p_{\text{Sch eff}}$ parabolisch mit steigender Spaltgeschwindigkeit c_{sp} an. Im Bild 17 ist die Abhängigkeit des Verhältniszertes $p_{\text{Sch eff}}/p_{\text{eff R}}$ von der Antriebsdrehzahl des Seitenkanalverdichters und im Bild 18 die Abhängigkeit des Verhältniszertes $p_{\text{Sch eff}}/p_{\text{eff R}}$ von dem Ventilabstand angegeben.

Strömungsgeräusche entstehen vorwiegend aus dem Anteil der zeitlichen Massestromfluktuation $\delta \dot{m}/\delta t$, die sich als Dipol eines akustischen Quellterms darstellen. Die Massestromfluktuation entsteht durch die lokalen Beschleunigungen und Verzögerungen der Strömung in dem variablen Öffnungsspalt des Ventils $\delta c(t)/\delta t$ und in den starken Umlenkbereichen der Strömung. Ein weiterer Anteil der Schalldruckschwingungen resultiert aus den

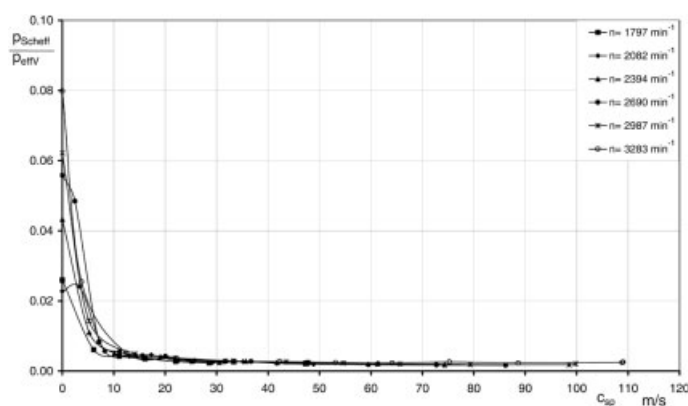


Bild 15: Verhältniszerte des Effektivwertes der Schalldruckschwingung zum Effektivwert der Gasdruckschwingung im Druckbegrenzungsventil im Druckbetrieb bei $L=1,0$ m und $n=1797 \text{ min}^{-1}$ bis $n=3283 \text{ min}^{-1}$

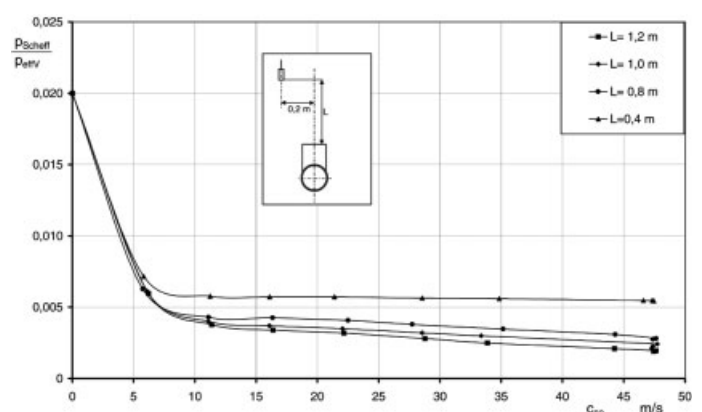


Bild 16: Verhältniszerte des Effektivwertes der Schalldruckschwingung am Ventil zum Effektivwert der Gasdruckschwingung im Druckbegrenzungsventil im Druckbetrieb bei $n=1797 \text{ min}^{-1}$ und $L=0,4 \text{ m} - 1,2 \text{ m}$

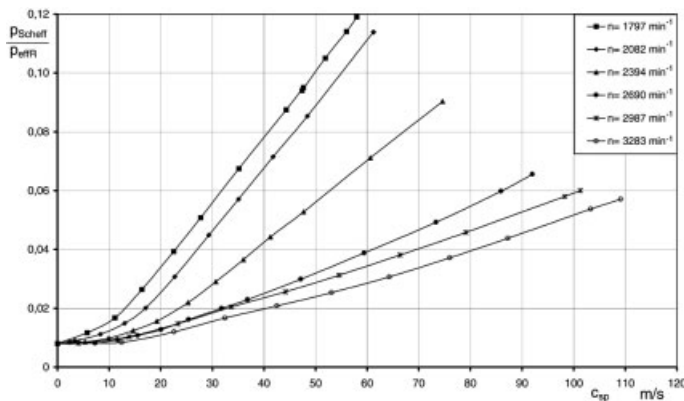


Bild 17: Verhältnisswerte des Effektivwertes der Schalldruckschwingung im Ventil zum Effektivwert der Gasdruckschwingung im Rohr im Druckbetrieb bei $L=0,8$ m und $n=1797$ min^{-1} bis $n=3283$ min^{-1}

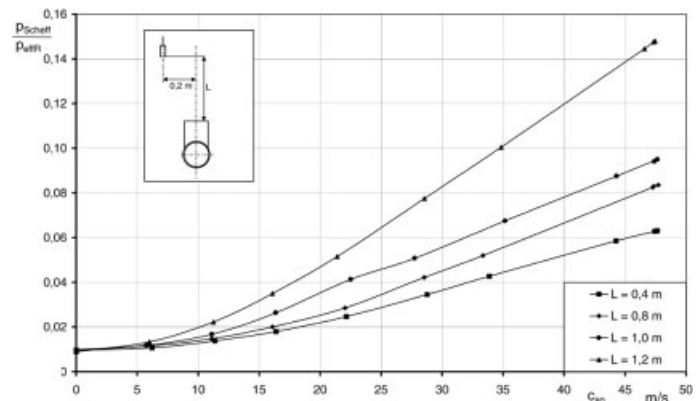


Bild 18: Verhältnisswerte des Effektivwertes der Schalldruckschwingung am Ventil zum Effektivwert der Gasdruckschwingung im Rohr im Druckbetrieb bei $n=1797$ min^{-1} und $L=0,4$ m – 1,2 m

zweiten Ableitungen der Fluktuationsspannung im turbulenten Wirbelfeld der Strömung in der Form $\text{div}[\rho \vec{c}' \text{grad} \vec{c}']$. In der ausgeschriebenen Form der Divergenz der Fluktuationsspannung lautet die Quellstärke des Geräuschvektors

$$\text{div}[\rho \vec{c}' \text{grad} \vec{c}'] = \frac{\delta[\rho \vec{c}'_x \text{grad} \vec{c}'_x]}{\partial x} + \frac{\delta[\rho \vec{c}'_y \text{grad} \vec{c}'_y]}{\partial y} + \frac{\delta[\rho \vec{c}'_z \text{grad} \vec{c}'_z]}{\partial z} \quad (7)$$

Die Fluktuationsspannung im turbulenten Wirbelfeld entsteht durch die ständige Produktion von Wirbeln und deren Zerfall im instationären turbulenten Wirbelfeld. Sie resultiert also aus dem instationären Feld der Gasdruckschwingungen und verursacht die entsprechenden Geräusche.

Die Schallausbreitung im Frei- oder Diffusfeld kann mit Hilfe der partiellen Differentialgleichung des Geschwindigkeitspotentials

$$\Delta \phi = \frac{1}{a_R^2} \frac{\delta^2 \phi}{\delta t^2} \quad (8)$$

angegeben werden. Sie stellt die räumliche Wellengleichung für das Geschwindigkeitspotential dar. Für den zeitlich veränderlichen Wecheldruck $\vec{p}(x, y, z, t)$ lautet die Wellengleichung

$$\Delta p = \frac{1}{a_R^2} \frac{\delta^2 p}{\delta t^2} \quad (9)$$

die die Schalldruckausbreitung beschreibt.

Daraus erkennt man, dass der Schalldruck durch die Beseitigung oder Dämpfung von Wirbelgebieten und die Senkung

der Gasdruckschwingung vermindert werden kann. Um den Schalldruckpegel des Druckbegrenzungsventils von $L_{PA} = 75$ dB(A) auf $L_{PA} = 70$ dB(A) oder gar auf $L_{PA} = 65$ dB(A) zu senken, muss der Effektivwert des Schalldruckes von $p_{\text{Sch eff}} = 112,47$ mPa auf $p_{\text{Sch eff}} = 63,25$ mPa bzw. auf $p_{\text{Sch eff}} = 35,57$ mPa gesenkt werden. Das bedeutet, dass die Gasdruckschwingung in der schallabstrahlenden turbulenten Wirbelströmung bei einem Verhältnis der beiden Effektivwerte von $p_{\text{Sch eff}} / p_{\text{eff}} = 10^{-3}$ von dem Effektivwert des Gasdruckes von $p_{\text{eff}} = 112,47$ Pa auf die effektiven Gasdruckschwingungswerte von $p_{\text{eff}} = 63,25$ Pa bzw. $p_{\text{eff}} = 35,57$ Pa gesenkt werden muss. Gelingt nun noch die Aufklärung der Gasdruckschwingung und der zugehörigen Wirbelstruktur im Strömungsgebiet von Druckbegrenzungsventilen, so kann ein direkter Einfluss auf die Geräuschintensität in turbulenten Wirbelströmungsgebieten bereits während des konstruktiven Entwurfs ausgeübt werden.

6 Zusammenfassung

Sicherheits- und Druckbegrenzungsventile werden in der Regel mit geringen Abmessungen ausgeführt. Dabei muss stets ein stabiles und schwingungsfreies Öffnungs- und Schließverhalten des Ventiltellers gewährleistet werden. Aus diesem Grund wird der Ventilteller mit unterschiedlicher geometrischer Form ausgeführt. Bevorzugt werden Ventilteller in der Topfform oder mit einer Außenrandbegrenzung ausgeführt, weil dabei der Druckabfall am Rand des Ventiltellers verhindert wird, der zum instabilen Verhalten und zu Schwingungsbewegungen führen kann. Durch die An-

ordnung des Ventiltellers auf dem Ventilsitz mit der radialen Ventilsplattströmung tritt beim Durchströmen mindestens eine zweimalige Umlenkung der Strömung auf, in der Ablösegebiete und Wirbelströmungen entstehen und demzufolge auch erhebliche Gasdruckschwingungen auftreten. Die Gasdruckschwingungen im Ventil regen den Ventilteller und das Gehäuse auch zu mechanischen Schwingungen an. Ein Teil der Gasdruckschwingungen wird als Schall an die Umgebung abgestrahlt.

Um zu ermitteln, wie groß der Anteil der Schalldruckschwingungen an den auftretenden Gasdruckschwingungen in den Wirbelgebieten ist, wurden beide Größen an einem Druckbegrenzungsventil gemessen und bewertet. Zur Beurteilung wurden die Effektivwerte der Gasdruckschwingungen im Ventil und in der Druckrohrleitung ebenso wie die der Schalldruckschwingungen errechnet und die Verhältnisswerte der drei Druckschwingungen ermittelt. Wie bekannt, sind die Schalldruckschwingungen von geringer Größe. Sie liegen im Bereich einiger mPa. Entsprechend der Skalierung des Schalldruckpegels beträgt der Wert des Schalldruckpegels $L_P = 10 \lg(p_{\text{Sch eff}}^2 / p_{\text{Sch0}}^2)$ mit $p_{\text{Sch0}} = 20 \cdot 10^{-6}$ Pa. Für den Effektivwert des Schalldruckes in Druckbegrenzungsventilen sind also ebenso wie in Seitenkanalverdichtern Werte im mPa-Bereich zu erwarten. Damit liegt das Verhältnis der Effektivwerte der Schalldruckschwingung zu dem der Gasdruckschwingung im Ventil ebenso wie bei Turboverdichtern, im Bereich von $p_{\text{Sch eff}} / p_{\text{eff}} = 10^{-3}$ bis $6,0 \cdot 10^{-3}$.

Um die breitbandigen Strömungs- und die Maschinengeräusche zu verringern, müssen die Wirbel- und Ablösegebiete der

Strömung vermieden werden und besonders die darin auftretenden Gasdruckschwingungen gesenkt werden. Die Geräuschkämpfung in durchströmten Maschinenbauteilen gelingt also durch die Verminderung der Gasdruckschwingungen in turbulenten Wirbelströmungen. Das gilt sowohl für durchströmte Geräte als auch für Strömungsmaschinen.

7 Literaturverzeichnis

- [1] Surek, D.: (2003) Schalldruckverteilung in Seitenkanalverdichtern. Forsch. Ing.-Wesen 68, S. 79-86
- [2] Surek, D.: (2003) Geräusche in Seitenkanalverdichtern. Industripumpen+Kompressoren 4, S. 176-177
- [3] Surek, D.: (2004) Strömung mit Energiezufuhr im Seitenkanal von Verdichtern. Forsch. Ing.-Wesen 68, S.213-226
- [4] Surek, D.; Stempin, S.; Goldner, A.: (2004) Betriebssicherheit von Seitenkanalverdichtern. Vortrag auf der 6. Tagung Technische Diagnostik 21.-22.10.2004 in Merseburg, Tagungsband
- [5] Surek, D.: (2004) Geräuschkämpfung in Seitenkanalverdichtern. Vortrag Darmstädter Kreis 29./30.04.2004
- [6] Henn, H.; Sinamari, G.R.; Fallen, M.: (2004) Ingenieurakustik. Friedrich Vieweg u. Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden
- [7] Surek, D.: (2004) Anteil des Schalldruckes an den Gasdruckschwingungen in Seitenkanalverdichtern. Vakuum in Forschung und Praxis (2005) Nr. 1, S. 20 - 29

8 Bezeichnungen

a	m/s	Schallgeschwindigkeit
a_R	m/s	Ruheschallgeschwindigkeit
c_{sp}	m/s	Spaltgeschwindigkeit
f	Hz	Frequenz
f_s	Hz	Schaufeldrehfrequenz
L	mm	Abstand zum Messobjekt
L_p	dB	Schalldruckpegel
\dot{m}	kg/s	Massestrom
n	min ⁻¹	Drehzahl

p	Pa	dynamischer Druck
\dot{p}	Pa	Wechselndruck
p_{eff}	Pa	Effektivwert des dynamischen Druckes
p_{Sch}	Pa	Schalldruck
p_{Scheff}	Pa	Effektivwert des Schalldruckes
Δp	Pa	Druckdifferenz
r	m	Radius
T	s	Zeit
t	s	Zeit
Δt	s	Zeitdifferenz
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
\dot{V}	m ³ /h	Volumenstrom
x, y, z	m	Ortskoordinaten
Δ	-	Differenz
φ	-	Lieferzahl
π	-	Druckverhältnis
ρ	kg/m ³	Dichte
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

A	Amplitudenanteil
a	außen
D	Druckstutzen
eff	Effektivwert
i	innen
max	Maximalwert
min	Minimalwert
S	Saugstutzen, Seitenkanalstufe
Sch	Schall

Autor

Prof. Dr. Dominik Surek,
Dipl.-Ing. Silke Stempin,
Hochschule Merseburg (FH),
An-Institut Fluid- und Pumpentechnik,
Geusaer Straße,
06217 Merseburg