

Pulsations- und Schwingungsminderung in Rohrleitungen

A. Brümmer

1 Einleitung

Ursache für auffällige Schwingungen oder Geräusche, gehäufte Schäden an Bauteilen sowie Fehler bei Volumenstrom-Messungen können sein:

- falsche Dimensionierung der Bauteile
- strukturmechanische Schwingungsanregungen
- fluidmechanische Schwingungsanregungen.

Die struktur- und fluidmechanischen Schwingungen werden oftmals durch die diskontinuierliche Arbeitsweise von Verdrängermaschinen (Hub- und Drehkolbenkompressoren) hervorgerufen. Sofern die Schwingungen über die Struktur von der Verdrängermaschine auf die Rohrleitung übertragen werden (strukturmechanische Anregung), können elastische Bauteile Abhilfe schaffen. Zur Reduktion von Schwingungen innerhalb des Fluids (Pulsationen) sind in der Regel spezielle Dämpfungselemente erforderlich. Welche Ursache im konkreten Fall zutreffend ist, läßt sich häufig nur mit entsprechender Erfahrung aufdecken. Hierzu sind in der Auslegungsphase einer Anlage die Projektunterlagen notwendig. Bei bestehenden Anlagen bietet sich zudem die meßtechnische Erfassung der struktur- und fluidmechanischen Schwingungssituation an. Auf Basis dieser Informationen können gezielt Maßnahmen zur Beseitigung der Ursache erarbeitet werden.

2 Frequenz- und Druckbereich von Pulsationen

Die *Grundfrequenz* der Pulsation f_0 läßt sich anhand der Drehzahl n und der Anzahl der Verdichtungen pro Umdrehung z der angeschlossenen Verdrängermaschine über

$$f_0 = \frac{z \cdot n}{60}; [f_0] = \text{Hz} \quad (1)$$

bestimmen. Als übliche Bereiche der Grundfrequenz f_0 können für

Hubkolbenkompressoren	5 bis 50 Hz
Drehkolbenkompressoren	25 bis 100 Hz
Schraubenverdichter	200 bis 1500 Hz

genannt werden. In Abhängigkeit von der maschinenspezifischen Zeitfunktion der Verdichtung sind neben der Grundfrequenz f_0 auch die Oberschwingungen $f_k = k \cdot f_0$ mit $k \in [2, 3, \dots]$ im Spektrum der Pulsation enthalten. Die Verteilung der Pulsationsenergie auf diese Frequenzen wird maßgeblich durch das Schwingungsverhalten des Fluids in der Rohrleitung beeinflusst. Für die *Amplituden* der

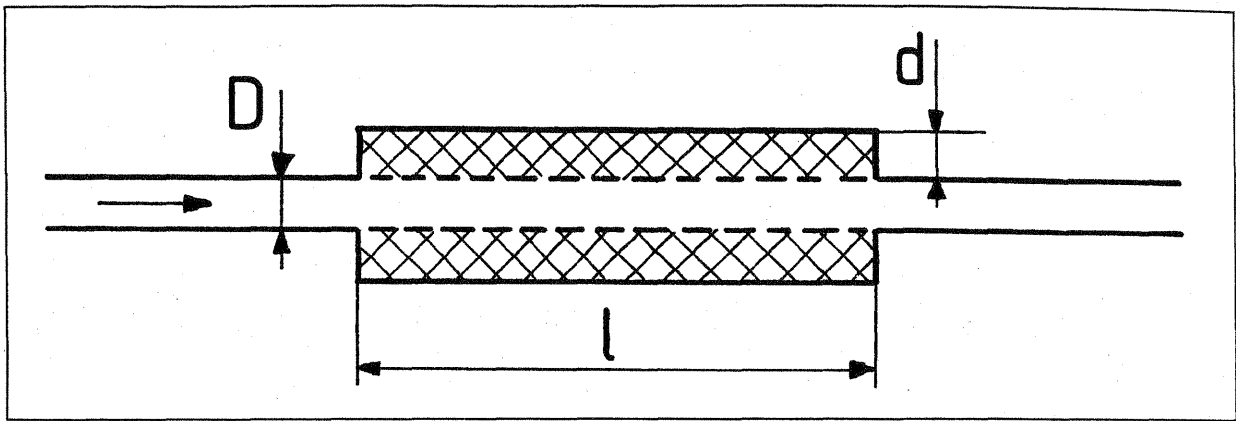


Bild 1: Absorptionsschalldämpfer (dissipativer Dämpfer)

Druckpulsationen ergeben sich nicht selten Werte von 100–2000 mbar. Die Wechseldrücke der Pulsationen sind damit um Zehnerpotenzen größer als die Wechseldrücke der lautesten Schallvorgänge (1 mbar $\hat{=}$ 134 dB Schalldruckpegel).

3 Aufbau und Wirkungsweise von Pulsationsdämpfern

Für die Glättung von Druckpulsationen kommen prinzipiell alle bekannten Schalldämpfertypen in Betracht. Je nach Wirkungsweise lassen sich die Schalldämpfer in *dissipative Dämpfer* und *Reflexionsdämpfer* einteilen [1–3].

Der Grundtyp des dissipativen Dämpfers ist der Absorptiondämpfer (Bild 1). Bei diesem Dämpfertyp wird die Schall- bzw. Pulsationsenergie des Fördermediums größtenteils durch Reibung im Absorbermaterial in Wärme umgesetzt. Bei der Auslegung eines Absorptiondämpfers ist darauf zu achten, daß der Abstand D der Absorberschichten kleiner als die Wellenlänge der höchsten zu dämpfenden Frequenz ist. Zusätzlich sollte die Baulänge l des Dämpfers größer als die halbe Wellenlänge und die Stärke des Absorbermaterials d größer als ein Viertel der Wellenlänge der tiefsten zu dämpfenden Frequenz sein. Absorptiondämpfer zeichnen sich durch eine breitbandige Wirkung und einen relativ geringen Druckverlust aus. Aufgrund der für tiefe Frequenzen erforderlichen großen Abmessungen ist dieser Dämpfertyp jedoch nur zur Minderung höherfrequenter Pulsationen geeignet. Außerdem können große Druckwechselamplituden die Fasern des Absorbermaterials brechen und damit zu Verunreinigungen des Fluids führen. Der Absorptiondämpfer verliert dann in kürzester Zeit seine Füllung und damit auch seine Wirkung.

Zu den Reflexionsdämpfern zählen alle Typen von Resonanz- und Interferenzdämpfern. Im Gegensatz zu den dissipativen Dämpfern findet bei den Reflexionsdämpfern primär keine Umsetzung von Pulsationsenergie in Wärme statt. Vielmehr wird durch einen Rückwurf (Reflexion) oder durch Überlagerung der Druckwellen die Ausbreitung der Pulsation verhindert. Als Beispiel für einen Reflexionsdämpfer sei der Helmholtz-Resonator genannt (Bild 2). Bei diesem Dämpfertyp wird ein Volumen über einen Resonatorhals (Länge l , Radius r) an die Rohrleitung angeschlossen. Wird das Fluid im Resonatorhals als Masse m und im Vo-

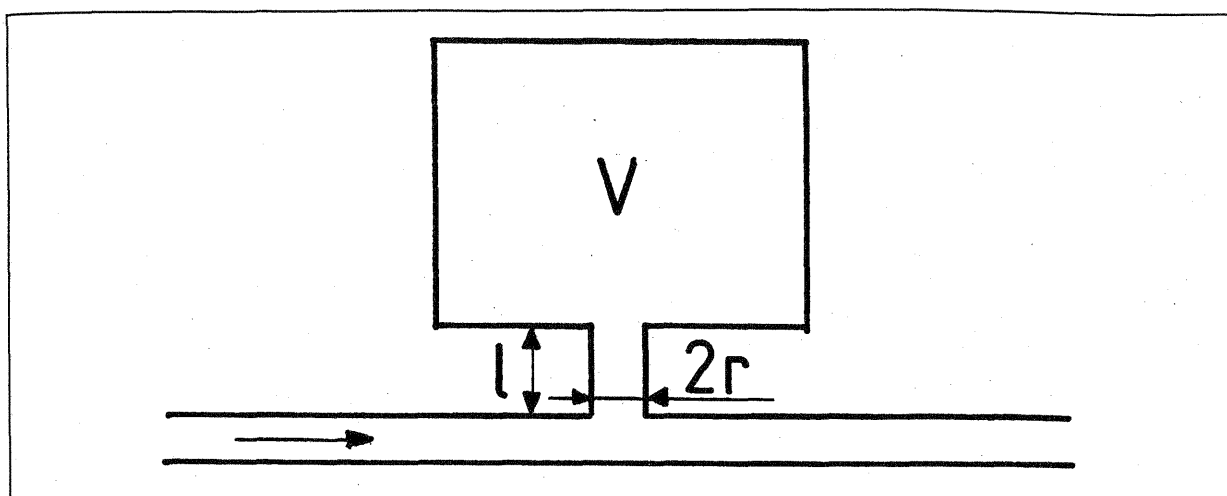


Bild 2: Helmholtz-Resonator (Reflexionsschalldämpfer)

lumen als Feder der Steifigkeit c betrachtet, dann ergibt sich für den Helmholtz-Resonator die Eigenfrequenz f_R zu

$$f_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi r^2}{V(l + \Delta l)}} \quad (2)$$

Hierbei ist a die Schallgeschwindigkeit des Fluids und

$$\Delta l = \frac{\pi}{2} r \quad (3)$$

die Mündungskorrektur für zylindrische Resonatorhäuse. Mit diesem Dämpfertyp läßt sich eine gute Pulsationsminderung erreichen, wenn die Anregungsfrequenz (Pulsationsfrequenz) konstant ist und der Resonanzfrequenz f_R des Helmholtz-Resonators entspricht. Der Druckverlust durch den Dämpfer ist gering. Die guten Dämpfungseigenschaften des Helmholtz-Resonators gehen jedoch mit zunehmender Abweichung der Anregungsfrequenz von der Resonanzfrequenz f_B schnell verloren. Der Helmholtz-Resonator wirkt also schmalbandig.

Neben den genannten Dämpfertypen sind noch die Dämpfungselemente von grundlegender Bedeutung, deren Wirkung sowohl auf der Dissipation als auch auf der Reflexion von Pulsationsenergie beruht. Als Beispiel für einen derartigen Dämpfertyp ist in Bild 3 die Pulsationsdämpferplatte nach dem KÖTTER-Prinzip dargestellt [4]. Die Dämpferplatte wirkt innerhalb einer Rohrleitung zum einen wie eine zusätzliche Reflexionsstelle [5]. Die Ausbreitung einer Druckpulsation in das nachgeschaltete Rohrleitungssystem wird durch die Reflexion von Pulsationsenergie vermindert. Gleichzeitig werden „stehende Wellen“ in der Rohrleitung zerstört. Aufgrund der erhöhten strömungsmechanischen Reibung des Fluids in den Bohrungen hat die Dämpferplatte gleichzeitig den Charakter eines dissipativen Dämpfers. Bei der Durchströmung der Bohrungen wird Pulsationsenergie durch Reibung der Moleküle untereinander in Wärme umgesetzt, so daß die Pulsation

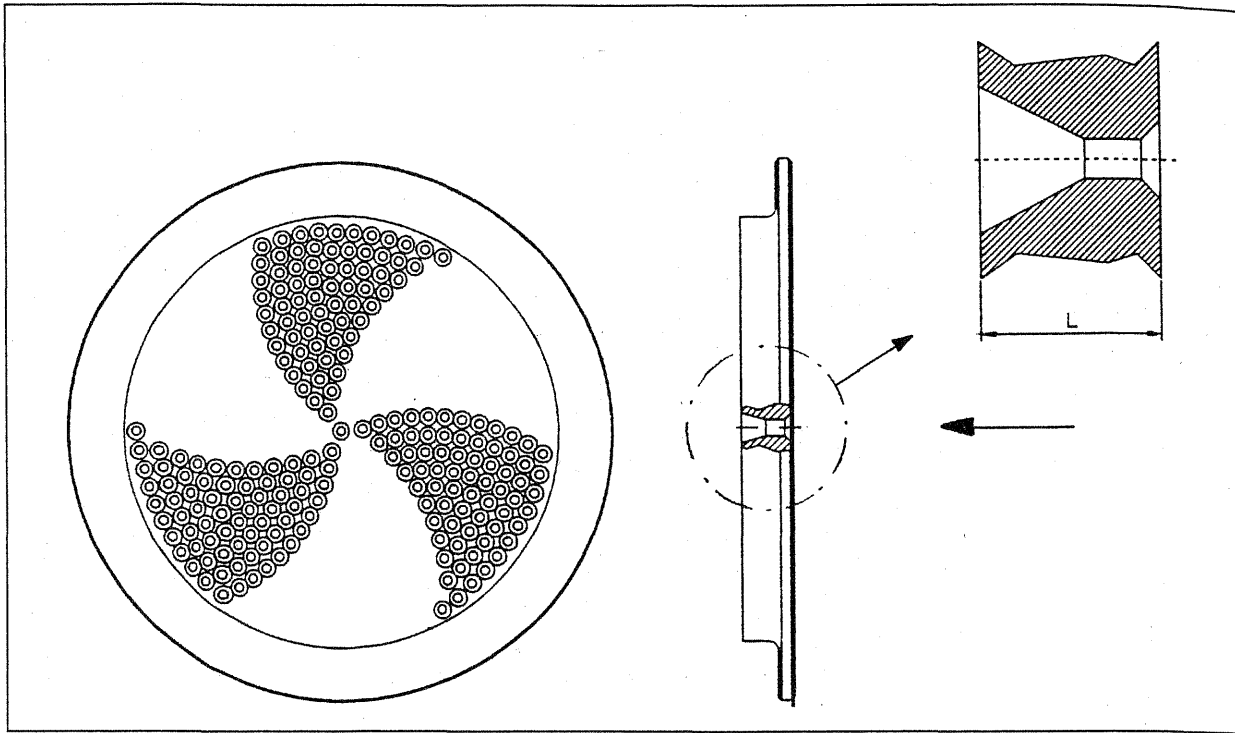


Bild 3: Patentierte Pulsationsdämpferplatte nach dem KÖTTER-Prinzip

erneut reduziert wird. Der bleibende Druckverlust kann hierbei durch eine günstige Formgebung der Bohrungen (ähnlich einem Venturi-Rohr) minimiert werden. Zusätzlich lassen sich hierdurch die Dämpfungseigenschaften gegenüber herkömmlichen Bohrungen deutlich verbessern. Bezüglich der dissipativen Wirkung stellt die Pulsationsdämpferplatte ein nichtlineares Bauteil dar. Durch die genannten Wirkungsmechanismen kann die Pulsationsdämpferplatte zu einer akustischen Entkopplung der Rohrleitungen vor und hinter dem Einbauort der Platte führen. Dies läßt sich zusätzlich durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten (Machzahlen $M \gg 0,1$) in den Bohrungen begünstigen. Stromabwärts gelegene Rohrleitungsabschnitte und Einbauten haben dann mit ihren Resonanzen keinen Einfluß mehr auf das Eigenschwingverhalten vor dem Einbauort der Pulsationsdämpferplatte.

Zur Gewährleistung einer *optimalen Wirksamkeit* ist es notwendig, den jeweiligen Pulsationsdämpfer auf den *speziellen Einsatzfall abzustimmen*. Zudem muß der *Einbauort* unter Berücksichtigung aller Randbedingungen bestimmt werden. Sofern es sich um die Nachrüstung einer bestehenden Anlage handelt, sollten die real auftretenden Pulsationen meßtechnisch erfaßt werden. Die Auslegung der Pulsationsminderung kann dann auf Basis der tatsächlich vorliegenden Größen durchgeführt werden.

Neben der Funktionalität spielen bei der Auswahl geeigneter Pulsationsdämpfer die Erfordernisse für den Einbau und die Wartung eine wesentliche Rolle. Diesbezüglich hat eine Dämpferplatte gegenüber den zuvor genannten Dämpfungselementen erhebliche Vorteile. Sie ist ein solides Bauteil, einfach zu montieren und benötigt keinen zusätzlichen Platz. Bei einer bestehenden Anlage kann sie zum

Beispiel zwischen zwei Flansche kostengünstig nachgerüstet werden. Aufgrund ihrer Beständigkeit auch gegen aggressive Medien und der Verschleißfreiheit ist sie wartungsfrei. Eine regelmäßige Prüfung, wie zum Beispiel bei einem Druckbehälter, ist nicht erforderlich.

Im weiteren wird die prinzipielle Vorgehensweise bei der Auswahl eines geeigneten Pulsationsdämpfers an Fällen aus der Praxis beschrieben.

4 Anwendungsfälle aus der Praxis

4.1 Auffällige Schwingungen an einer Erdgasleitung

Ein lokaler Energieversorger betreibt eine Verdichterstation (Bild 4) zum Einleiten von Erdgas in einen Erdspeicher. Von den Mitarbeitern der Gesellschaft wurden am gesamten Rohrleitungsnetz der Anlage in Abhängigkeit vom Betriebszustand teilweise erhebliche strukturelle mechanische Schwingungen beobachtet. Die Schwingungen hatten bereits mehrfach zu Schäden an den Rohrleitungen geführt. Insbesondere bei einem Erdgasbezug von der Quelle Q1 (Ventil V1 geschlossen) konnten an den Rohrleitungen im Bezugsgebäude subjektiv große Schwingungen festgestellt werden. Die Ursache für die Schwingungen war unbekannt.

Um gezielt Maßnahmen zur Minderung bzw. Vermeidung der Schwingungen aufzeigen zu können, muß die Ursache aufgedeckt werden. Durch die Beschreibung des Anlagenbetreibers (Abhängigkeit der Schwingungen vom Betriebszustand) liegt die Vermutung nahe, daß das bemängelte Betriebsverhalten auf fluidmechanische Schwingungen (Druckpulsationen) *innerhalb* der Rohrleitung zurückzuführen ist. Diese durch die Arbeitsweise der Kolbenverdichter bedingten Druckschwankungen werden durch das angeschlossene Rohrleitungssystem beeinflusst. Stimmt die Anregungsfrequenz (Ansaug- bzw. Ausstoßfrequenz der Kolbenverdichter) mit einer Eigenfrequenz des Rohrleitungssystems überein, dann werden die anregenden Druckpulsationen verstärkt. Es kommt zu Resonanzerscheinungen, deren Auswirkungen auf die Rohrleitung nicht zu vernachlässigen sind.

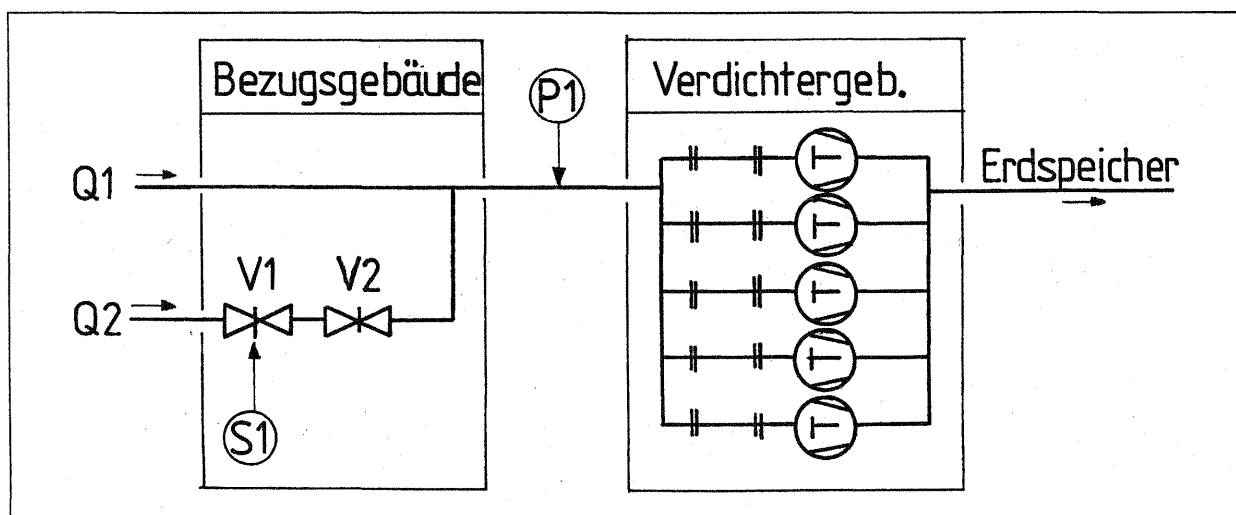


Bild 4: Verdichterstation zur Einleitung von Erdgas in einen Erdgasspeicher

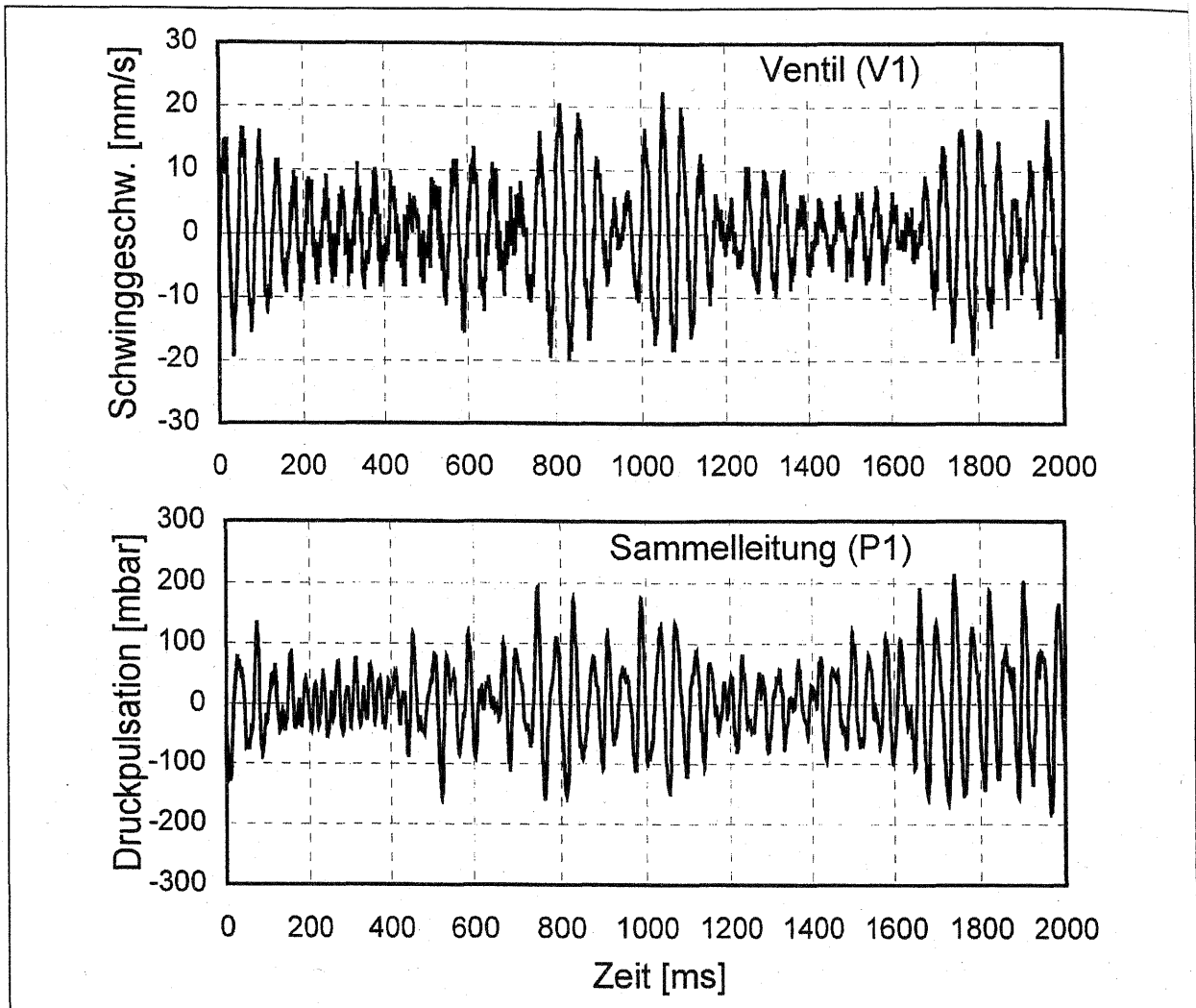


Bild 5: Zeitgleich erfaßte Schwinggeschwindigkeit am Ventil (V1) und Druckpulsation in der Sammelleitung (P1)

Zur Bestätigung der genannten Vermutung wurden an der Anlage Messungen der struktur- und fluidmechanischen Schwingungen durchgeführt. Die zeitgleich aufgezeichneten Meßsignale für die Schwinggeschwindigkeit am geschlossenen Ventil V1 (V2 offen) in Rohrachsrichtung (S1) und die Druckpulsation in der Sammelleitung zum Verdichtergebäude (P1) sind in Bild 5 dargestellt. Deutlich ist die starke Schwingung am Ventil V1 und die Druckpulsation in der Sammelleitung zu sehen. Für die Schwinggeschwindigkeit ergibt sich ein Effektivwert von 38 mm/s, der bei einer Beurteilung nach der VDI Richtlinie 2056 (Gruppe T) [6] weit über dem noch zulässigen Grenzwert von 18 mm/s liegt¹⁾. Gleiches gilt für die Druckpulsation von 3,9 % peak-to-peak bezogen auf den statischen Druck in der Rohrleitung. Nach der Richtlinie API 618 [7] werden je nach Auslegung der pulsationsdämpfenden Maßnahme 2,8 % bei einer diskreten Frequenz zugelassen.

1) Obwohl Rohrleitungen in der VDI Richtlinie 2056 nicht explizit genannt werden, ist es durchaus gängige Praxis, Rohrleitungen der Gruppe T dieser Richtlinie zuzuordnen.

Des Weiteren ist im Bild eine zeitliche Veränderung der Schwingungsamplitude in Form einer Schwebung zu erkennen. Hervorgerufen wird die Schwebung durch den gleichzeitigen Betrieb der fünf Kolbenverdichter. Aufgrund der unterschiedlichen Drehzahlen sind die von den einzelnen Kolbenverdichtern in die Sammelleitung eingeleiteten Druckpulsationen nicht phasengleich. Je nach Phasenbeziehung kommt es durch Überlagerung zu einer Vergrößerung oder Verkleinerung der Druckpulsation und damit zu der zeitlichen Schwankung der Pulsationsamplitude. Ein Vergleich der beiden Signale zeigt, daß bei einer Zunahme der Druckpulsation (z.B. bei 1600 ms) auch die Amplitude der Schwinggeschwindigkeit größer wird. Diese Feststellung bestätigt den vermuteten kausalen Zusammenhang zwischen den subjektiv beobachteten Schwingungen und den Druckpulsationen innerhalb der Rohrleitung.

Auch der Vergleich der dominanten Frequenzen im Drucksignal und im Signal der Schwinggeschwindigkeit spricht für den genannten Zusammenhang. In beiden Fällen ist die Frequenz von 25 Hz deutlich ausgeprägt. Bei der mittleren Drehzahl von 750 U/min und doppelt wirkenden Zylindern entspricht 25 Hz gerade der Ausstoßfrequenz der angeschlossenen Verdichter (vgl. Gl. (1)). Damit ist die *Ursache* für die vom Betreiber beobachteten Schwingungen an der Anlage *eindeutig aufgedeckt*.

Als erste Maßnahme zur Pulsationsminderung wurde vorgeschlagen, bei einem Erdgasbezug allein von der Quelle Q1 das Ventil V2 anstatt V1 zu schließen, da es anderenfalls im nicht durchströmten Rohrabschnitt zwischen dem geschlossenen Ventil V1 (V2 offen) und dem Verzweigungspunkt zur Sammelleitung zu einer ungünstigen fluidmechanischen Schwingungsinterferenz kommt. Die Druckpulsation in der Sammelleitung wird durch diese Interferenz verstärkt. Durch das Schließen des Ventils V2 wird die akustische Länge des nicht durchströmten Rohrabschnittes verkürzt und damit die ungünstige Interferenz vermindert. Der Effektivwert der Druckpulsation in der Sammelleitung (P1) konnte auf diese Weise ohne eine bauliche Veränderung der Anlage von 3,9 % peak-to-peak bezogen auf den statischen Druck in der Rohrleitung auf 3,1 % reduziert werden.

Um eine weitere Minderung der Druckpulsationen zu erreichen und den sicheren Betrieb der Anlage auch bei einem Bezug von der Quelle Q2 zu gewährleisten, wurden mit dem Betreiber zusätzliche pulsationsmindernde Maßnahmen erörtert. Aufgrund der bereits beschriebenen Vor- und Nachteile der einzelnen Dämpfertypen wurde der Einbau von je zwei Pulsationsdämpferplatten in die Saugleitungen der einzelnen Kolbenverdichter beschlossen. Die Dämpferplatten wurden jeweils in einem definierten Abstand zueinander eingebaut. Dieser Abstand steht in einem bestimmten Verhältnis zur Wellenlänge der Druckpulsation von 25 Hz. Damit haben die Pulsationsdämpferplatten neben den bereits beschriebenen Wirkungen zusätzlich den Charakter eines Interferenzdämpfers (reflektierender Dämpfertyp) [3].

Zur Überprüfung der erwarteten Pulsationsminderung wurden nach dem Einbau der Dämpferplatten erneut Messungen an der Anlage durchgeführt. In der Sammelleitung (P1) ergab sich hierbei für die Druckpulsation nur noch ein Wert von 0,8 % peak-to-peak bezogen auf den statischen Druck in der Rohrleitung (Bild 6).

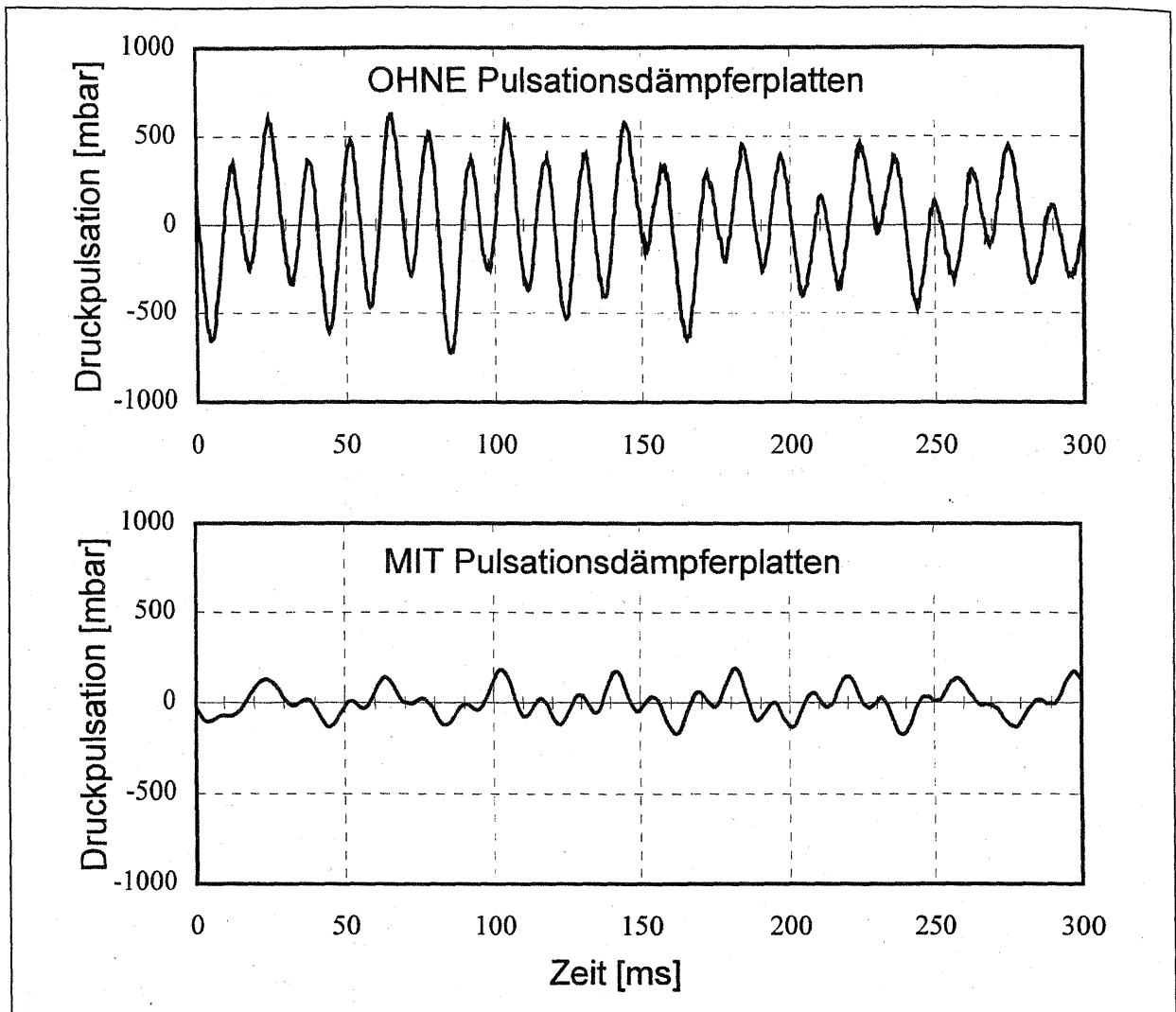


Bild 6: Druckpulsation in der Sammelleitung (P1) ohne und mit Pulsationsdämpferplatten

Die Druckschwankung konnte also durch die Pulsationsdämpferplatten um 79 % reduziert werden. Bedingt durch diese deutliche Verringerung der Druckpulsation sank auch die Schwinggeschwindigkeit am geschlossenen Ventil V1 (V2 offen) von 36 mm/s (ohne Dämpferplatten) auf 10 mm/s und ist damit weitaus kleiner als der noch zulässige Grenzwert von 18 mm/s.

4.2 Schäden an einer Schraubenverdichteranlage

An einer Schraubenkompressoranlage zur Verdichtung von Umgebungsluft auf 8 bar (Bild 7) sind beim Betreiber mehrfach Schäden am Zwischenkühler sowie an der Rotorlagerung der HD-Stufe aufgetreten. Da der Hersteller der Verdichter unzulässige Druckpulsationen in den Rohrleitungen als Ursache für die Schäden vermutete, sollten die Druckschwankungen durch eine Messung erfaßt und gegebenenfalls Minderungsmaßnahmen aufgezeigt werden.

Zu diesem Zweck wurden an der Anlage an insgesamt zehn Meßpunkten (P1–P10) die Druckschwankungen in den Rohrleitungen zeitgleich aufgezeichnet. Aus den Drucksignalen unmittelbar hinter der ND-Stufe (P1) und der HD-Stufe (P7)

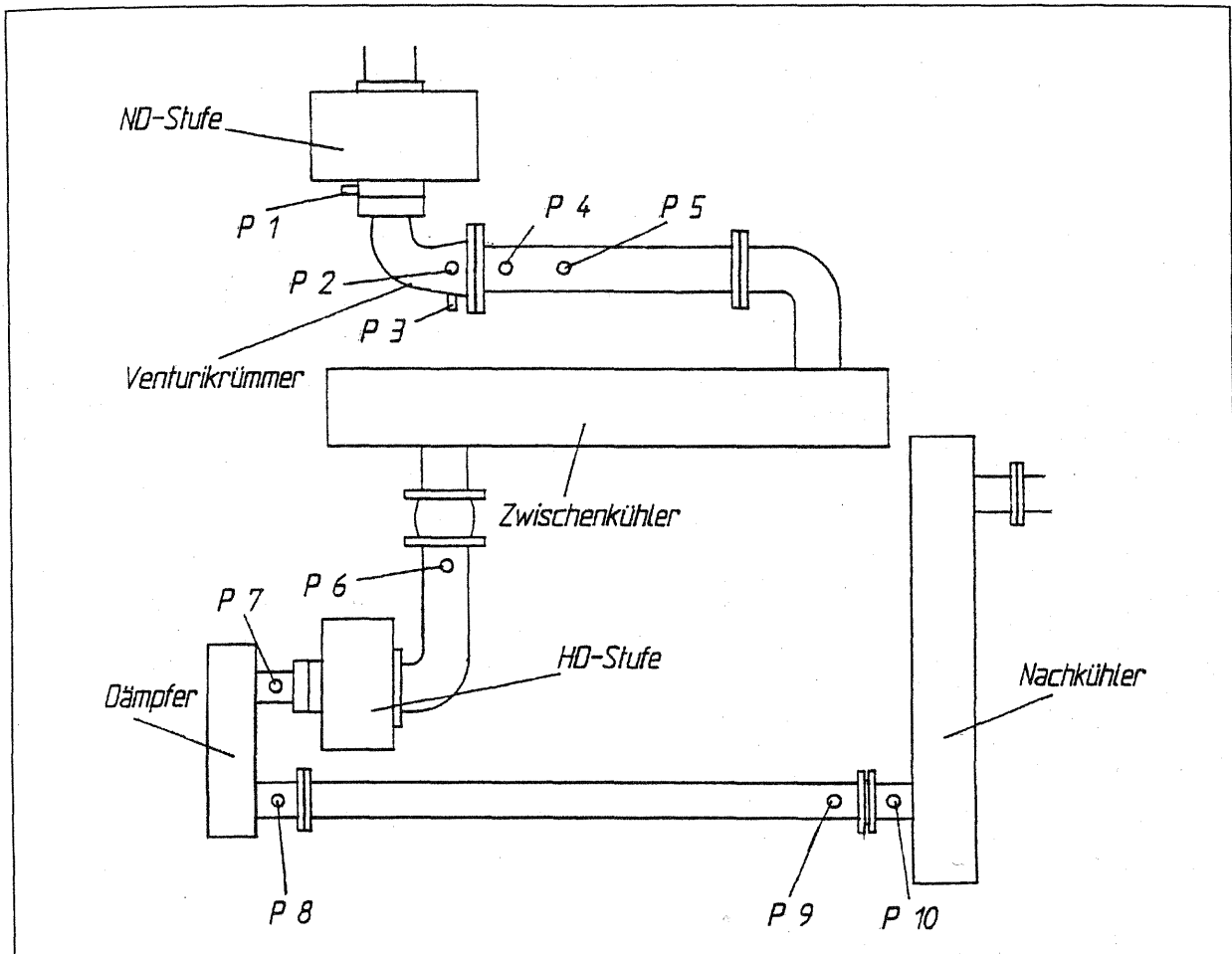


Bild 7: Schraubenverdichteranlage (2-stufig mit Zwischen- und Nachkühler) im Ausgangszustand

ergeben sich die in Bild 8 dargestellten Amplitudenspektren. Die dominanten Frequenzen entsprechen jeweils einem Vielfachen der Ausstoßfrequenz der vorgeschalteten Stufe (ND-Stufe: 414 Hz und HD-Stufe: 936 Hz). Für die Druckpulsation ergibt sich am Meßpunkt P1 ein Effektivwert von 0,2 bar und am Meßpunkt P7 ein Wert von 1 bar. Insbesondere in der Druckleitung zwischen der HD-Stufe und dem vorhandenen dissipativen Dämpfer kommt es also zu einer starken Druckpulsation. Die in den Dämpfer einfallenden Druckwellen werden am Schalldämpfereintrittsstutzen reflektiert, überlagern sich mit den ankommenden Druckschwankungen und führen auf diese Weise zu der beobachteten starken fluidmechanischen Schwingung. Die Vermutung des Betreibers, daß Druckpulsationen für die Beschädigung des Rotors der HD-Stufe verantwortlich sind, kann demnach bestätigt werden.

Zur Minderung der Pulsationen wurden daraufhin verschiedene Maßnahmen erarbeitet und in Zusammenarbeit mit dem Betreiber umgesetzt. In die Druckleitung der ND-Stufe wurde zu dem vorhandenen Venturi-Krümmung ein Absorptionsdämpfer und eine Pulsationsdämpferplatte eingebaut (Bild 9). Der vorhandene dissipative Dämpfer in der Druckleitung der HD-Stufe wurde aufgrund seiner ungünstigen reflektierenden Eigenschaften durch einen Venturi-Krümmung, einen

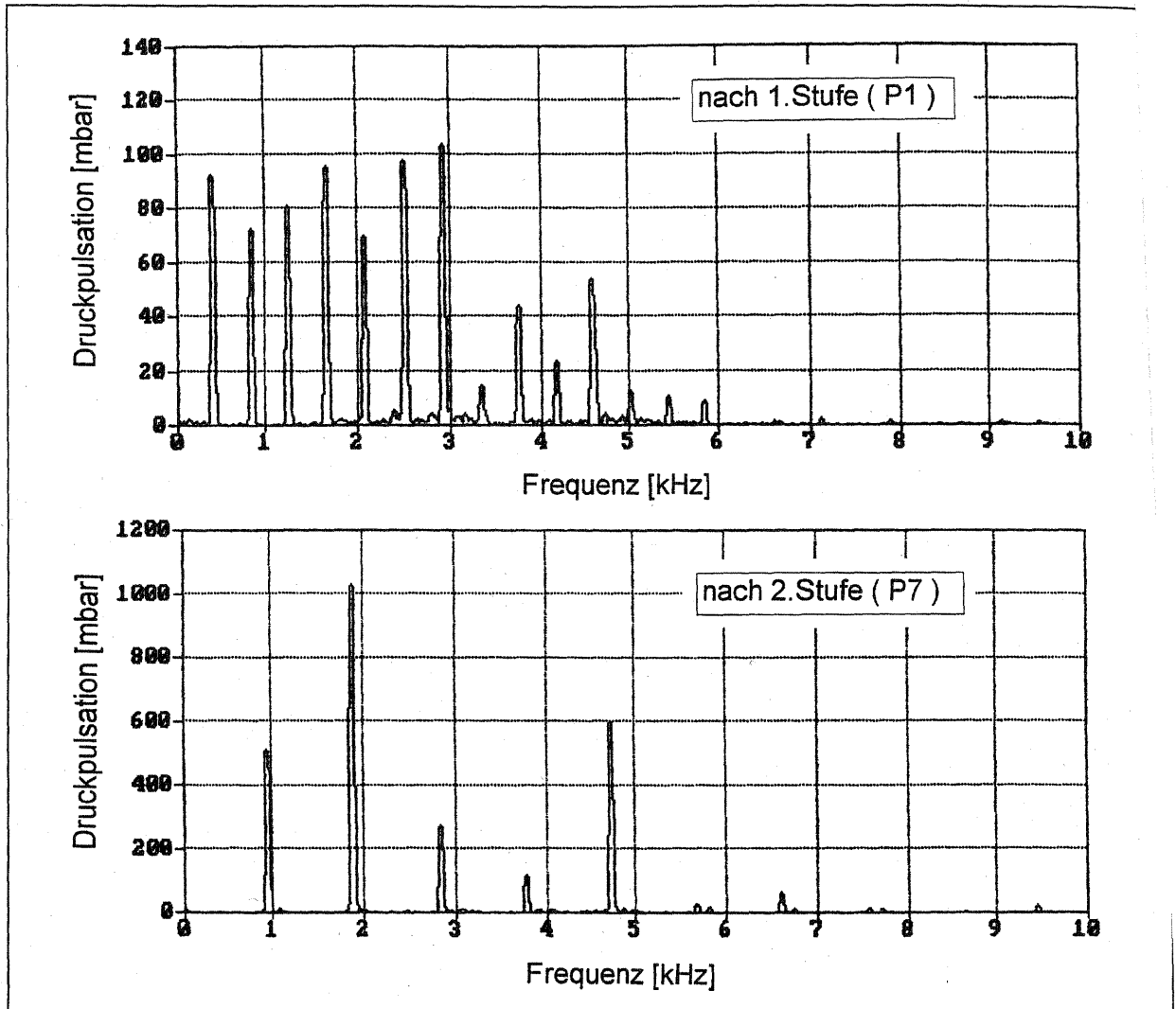


Bild 8: Amplitudenspektren der Druckpulsation nach der 1. Stufe (P1) und der 2. Stufe (P7) der Schraubenverdichteranlage im Ausgangszustand

Absorptionsschalldämpfer und eine Pulsationsdämpferplatte ersetzt. Außerdem wurde der Aufbau des Zwischenkühlers verändert.

An der umgerüsteten Schraubenverdichteranlage wurden erneut Messungen durchgeführt. Hierbei ergab sich für die Druckpulsation hinter der 2. Stufe (P2) ein Effektivwert von 0,3 bar. Die ungünstigen Schwingungsinterferenzen hinter der 2. Stufe konnten also durch die neuen Dämpfungselemente beseitigt werden. Eine Beschädigung der Schraubenverdichteranlage durch fluidmechanische Schwingungen ist daher nicht mehr zu erwarten.

Zusätzlich hat die Reduktion der Druckschwankungen die Lärm-emission der Schraubenverdichtereinheit erheblich verringert. Bei einer Messung der Schallintensität in einen Meter Abstand von der ursprünglichen Verdichteranlage (Bild 7) ergab sich ein Schallintensitätspegel von $L_{Im} = 84 \text{ dB(A)}$. Mit der vorhandenen Meß-fläche läßt sich daraus ein Schalleistungspegel von $L_W = 102 \text{ dB(A)}$ berechnen. Die Schallemissionsmessung wurde an der umgebauten Anlage (Bild 9) wie-

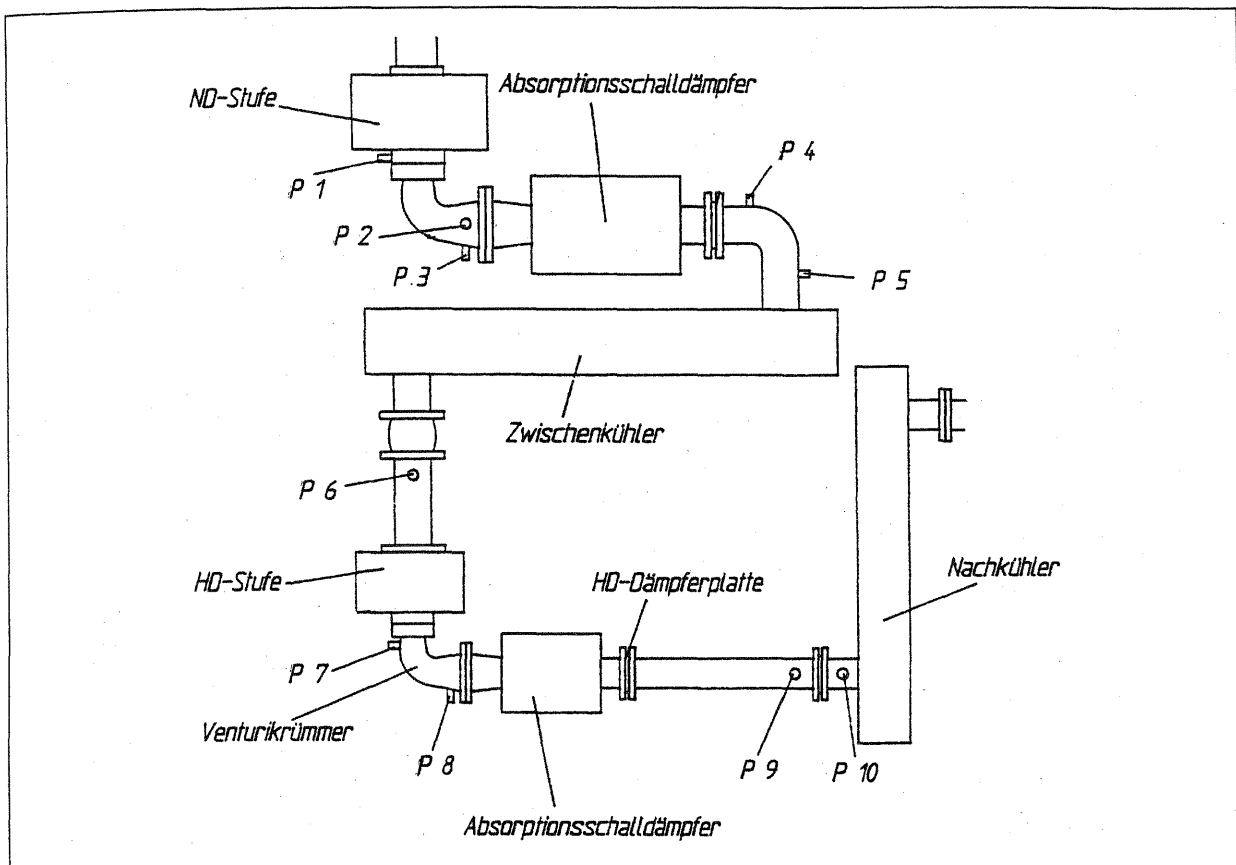


Bild 9: Schraubenverdichteranlage (2-stufig mit Zwischen- und Nachkühler) mit neuen Dämpfungselementen

derholt. Hierbei ergab sich ein Schallintensitätspegel von nur noch $L_{\text{Im}} = 75 \text{ dB(A)}$, was im vorliegenden Fall einem Schalleistungspegel von $L_{\text{W}} = 93 \text{ dB(A)}$ entspricht.

4.3 Fehlmessungen von Turbinenradzählern

Turbinenradzähler werden seit einigen Jahren auch zur eichpflichtigen Messung von Volumenströmen in Rohrleitungen eingesetzt. Die Anzeigegenauigkeit der Turbinenradzähler ist bei stationären Strömungen sehr gut. In vielen Fällen ist die Rohrströmung jedoch, bedingt durch die diskontinuierliche Arbeitsweise angeschlossener Verdrängermaschinen, instationär. Sowohl der geforderte Volumenstrom als auch der statische Druck in der Rohrleitung pulsieren. Unter diesen Bedingungen ist der von einem Turbinenradzähler angezeigte Volumenstrom zum Teil erheblich fehlerbehaftet. Der angezeigte Wert ist in der Regel zu groß.

Der Fehler läßt sich anhand der Bewegungsgleichung (Riccati-Differentialgleichung) für das Turbinenrad

$$D_1 \frac{d\bar{W}}{d\tau} + \bar{V}\bar{W} + D_2\bar{W} - \bar{V}^2 + D_3 = 0 \quad (4)$$

berechnen [8]. Hierbei ist

$$\bar{W}(\tau) = \frac{W(t)}{V_0 \tan \beta} \quad \text{die Turbinenradgeschwindigkeit am mittleren Radius}$$

$$\bar{V}(\tau) = \frac{V(t)}{V_0} \quad \text{die mittlere Anströmgeschwindigkeit}$$

und $\tau = t/T$ die auf die Periodendauer T der Pulsation bezogene Zeit t . V_0 entspricht der zeitlich gemittelten Anströmgeschwindigkeit und β dem Schaufelwinkel des Turbinenradzählers. Zur Berechnung der Konstanten D_1 , D_2 und D_3 müssen zusätzlich die Kenngrößen des Turbinenrads und die Fluidichte bekannt sein.

Mit den genannten Größen läßt sich über die Bewegungsgleichung der wahre Volumenstrom in Abhängigkeit vom angezeigten Volumenstrom und der Pulsationsform bestimmen. Ein typisches Ergebnis dieser Berechnung ist im Bild 10 dargestellt. Es beruht auf den Parameterwerten $D_1 = 2,83 \cdot 10^{-1}$, $D_2 = 2,5 \cdot 10^{-5}$, $D_3 = 3,7 \cdot 10^{-6}$ und der angenommenen Volumenstrompulsation

$$V(\tau) = V_0(1 + I \cos(2\pi \tau)) \quad (5)$$

mit $V_0 = 1,2$ m/s und $T = 0,122$ s. I kennzeichnet hierbei die auf den zeitlich gemittelten Volumenstrom V_0 bezogene Amplitude der Volumenstrompulsation und wird Pulsationsindex genannt.

Deutlich zu erkennen ist, daß der Meßfehler des Turbinenradzählers mit wachsendem Pulsationsindex I nichtlinear größer wird. Bei einem Index von $I = 0,5$ liegt der angezeigte Volumenstrom um 11,5 % über dem wahren Wert (Bezugsgröße). Sofern der Pulsationsindex zum Beispiel durch eine Pulsationsdämpferplatte auf $I = 0,2$ reduziert würde, könnte der Meßfehler des Turbinenradzählers auf unter 2 % gesenkt werden.

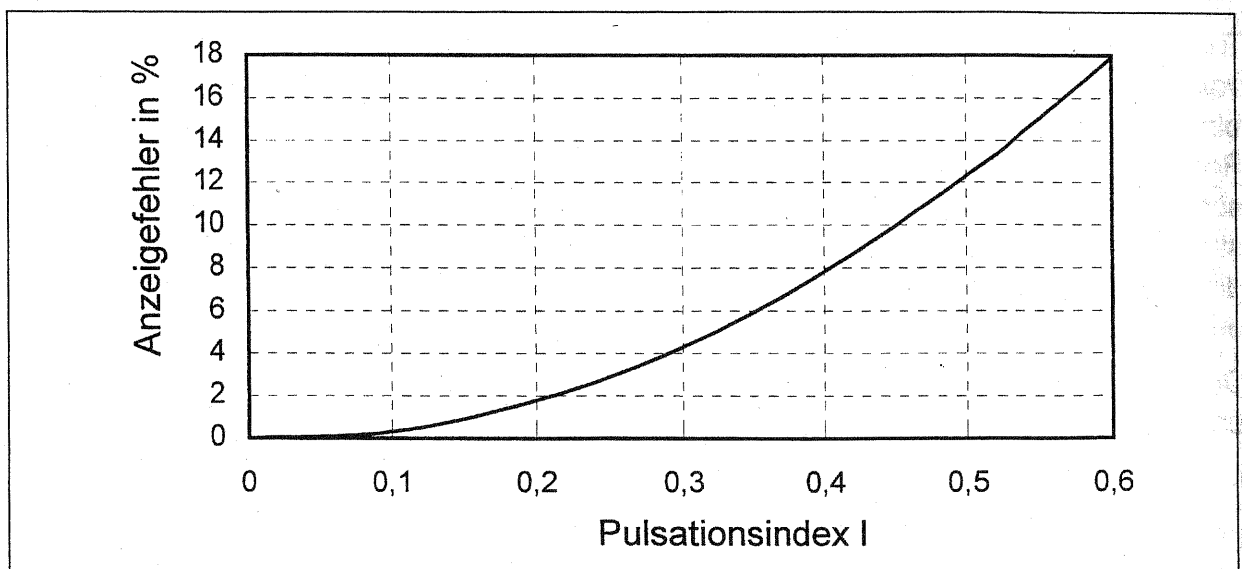


Bild 10: Anzeigefehler eines Turbinenradzählers über dem Pulsationsindex I der Volumenstrompulsation (Parameter siehe Text)

5 Vorbereitung des Einsatzes von KÖTTER-Pulsationsdämpfer-Platten

Damit die optimale Wirkung einer Dämpferplatte erreicht wird, muß die Situation in der projektierten oder bestehenden Anlage analysiert werden. Mit den Angaben über die angeschlossenen Arbeitsmaschinen (Art, Arbeitstakte/Umdrehung, Drehzahlen), die Rohrleitungen (Material, Nennweiten und -drücke) und das strömende Fluid (Bezeichnung, Zusammensetzung) sowie den Betriebsbedingungen (Massenstrom, Druck, Temperatur) läßt sich die Pulsationsdämpferplatte auslegen. Grundlage hierfür bilden die strömungsmechanischen Bewegungsgleichungen, wobei die wesentlichen Parameter die resultierende örtliche Geschwindigkeitsverteilung im Fluid und der zulässige statische Druckverlust durch die Dämpferplatte sind. Der optimale Einbauort der Pulsationsdämpferplatte wird primär durch die zu erwartende bzw. gemessene Pulsationsform (z. B. „stehende Welle“) bestimmt. Ein wichtiger Parameter hierbei ist die Wellenlänge der fluidmechanischen Schwingung. Des weiteren ist zum Beispiel ein erforderlicher Mindestabstand zur Arbeitsmaschine einzuhalten. Bereits vorhandene Flansche in der Rohrleitung können bei der Festlegung des Einbauortes berücksichtigt werden.

6 Zusammenfassung

Häufige Ursache für auffällige Schwingungen, Schäden an Bauteilen oder Fehler bei Volumenstrom-Messungen sind instationäre Strömungsvorgänge (Pulsationen) in Rohrleitungen. Im vorliegenden Beitrag werden die grundlegenden Möglichkeiten zur Minderung der Pulsationen durch spezielle Dämpfungselemente aufgezeigt. Die Vor- und Nachteile einzelner Dämpfertypen werden genannt. An Beispielen aus der Praxis wird das generelle Vorgehen zur Auswahl eines geeigneten Dämpfertyps beschrieben und die pulsationsmindernde Wirkung dargestellt. Für einen konkreten Fall wird der Anzeigefehler eines Turbinenradzählers in Abhängigkeit von der Amplitude der Volumenstrompulsation angegeben. Auf die Möglichkeiten zur Verringerung des Anzeigefehlers durch eine Dämpferplatte wird hingewiesen. Die erforderlichen Parameter und die Grundlagen für die Auslegung einer Pulsationsdämpferplatte werden genannt.

Literaturverzeichnis

- [1] Frommhold, W.: Absorptionsschalldämpfer. In Schirmer, W. (Hrsg.): Technischer Lärmschutz, Düsseldorf, VDI Verlag, 1996.
- [2] Heckl, M.; Müller H.A.: Taschenbuch der technischen Akustik, Springer Verlag, 2. Auflage, 1994.
- [3] VDI 2567: Schallschutz durch Schalldämpfer, (1994).
- [4] N.N.: Dämpferplatte für den Einbau in Rohrleitungen, Patent Nr. 19538178, (1997).
- [5] Klein, M.; Hansen G.: Pulsations- und Schwingungsminderung durch spezielle Einbauten in Rohrleitungen, 3 R International 36 (1997), 210–216.
- [6] VDI 2056: Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen, (1964).
- [7] API Norm 618: Kolbenverdichter für allgemeine Raffinerieeinsätze, 4. Ausgabe, (1995).
- [8] Lee, W.F.Z.; Kirik M.J.; J.A. Bonner: Gasturbine flowmeter measurement of pulsating flow, Journal of engineering for power, Transaction of the ASME, (1975), 531–539.