

20. Workshop Kolbenverdichter 2016

26. / 27. Oktober

Vortrag 18

Adaptive und passive Pulsationsdämpfung –
erste Messergebnisse

Patrick Tetenborg, M.Sc.

KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG

Prof. Dr.-Ing. Andreas Brümmer

TU Dortmund, FG Fluidtechnik

Abstract

Kolbenverdichter werden aufgrund ihrer Vorteile hinsichtlich Einsatzbedingungen und Wirkungsgrad in unterschiedlichsten industriellen Anlagen und Prozessen eingesetzt. Trotz üblicherweise installierter Pulsationsdämpfer induziert deren periodischer Verdichtungszyklus im vor- und nachgeschalteten Rohrleitungssystem häufig unerwünschte Pulsationen, welche wiederum zu einem erhöhten Schwingungsniveau führen. Um das Pulsationsniveau in der Anlage zu reduzieren, werden häufig Blenden oder z. B. Pulsations-Dämpferplatten installiert. Diese bringen jedoch den gravierenden Nachteil eines zusätzlichen Druckverlustes mit sich, welcher zu erhöhten Betriebskosten führt.

Aus diesem Grund wurde eine neue Pulsationsdämpfereinheit entwickelt, welche den unerwünschten Druckverlust reduzieren soll. Die neue Pulsationsdämpfereinheit basiert auf einem adaptiven Wirkprinzip, welches ihre charakteristischen Eigenschaften ohne externe Fremdenergie (passiv) ändert. Der Verlustbeiwert der Pulsationsdämpfereinheit ändert sich in Abhängigkeit der lokalen akustischen Strömungssituation. Hierzu wird der zur Verfügung stehende freie Strömungsquerschnitt innerhalb einer Schwankungsperiode variiert, welches zu einem dynamischen Verlustbeiwert führt. Die benötigte Energie wird dazu aus der eintreffenden Druckschwankung bezogen, welche über geeignete Fläche als nutzbare Druckkraft fungiert.

Nachfolgend soll zunächst das adaptive und passive Wirkprinzip der neuen Pulsationsdämpfereinheit anhand der Definition eines idealen dissipativen Pulsationsdämpfers erläutert werden. Anschließend wird die Funktionsweise des Prototypen beschrieben. Dieser wurde bereits während des Workshops Kolbenverdichter 2015 vorgestellt. Zwischenzeitlich ist eine Vermessung am Gasmengenversuchsstand der TU Dortmund durchgeführt worden. Um die Pulsationsdämpfereinheit an die akustischen Anforderungen anzupassen, sind vorab strukturdynamische und strömungsmechanische Untersuchungen vorgenommen worden. Daraufhin wurde das akustische Verhalten der Pulsationsdämpfereinheit in einer pulsierenden Strömung messtechnisch erfasst und analysiert. Anhand eines finalen Vergleichs mit statischen Drosselementen konnten die erhofften Vorteile der Neuentwicklung hinsichtlich verbesserter Pulsationsdämpfung bei reduziertem Druckverlust bestätigt werden.

1. Einleitung

Das Funktionsprinzip eines Kolbenverdichters basiert auf einem periodischen Verdichtungsprozess. Während des Ansaug- und Ausschleibvorgangs werden starke Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen induziert. Daher werden standardgemäß interferenzbasierte Pulsationsdämpfer unmittelbar an die Zylinderflansche installiert, um eine erste Reduktion der Schwankungsgrößen zu ermöglichen. Die Auslegung dieser Pulsationsdämpfer stellt stets einen Kompromiss zwischen guter Dämpfungscharakteristik und akzeptablen Investitionskosten dar. Daher werden diese vereinzelt unzureichend dimensioniert, welches zu einem erhöhten Pulsationsniveau – bspw. oberhalb der API 618 [1] Richtwerte – führen kann. Zur Reduzierung der Pulsationen sind dann weitere pulsationsdämpfende Maßnahmen erforderlich, um einen problemlosen Betrieb der Gesamtanlage zu gewährleisten.

Hierzu können unterschiedliche Dämpfungsansätze verfolgt werden. Ein Vergleich unterschiedlicher Lösungsansätze hat gezeigt, dass insbesondere dissipative Dämpfungsmaßnahmen eine zuverlässige und effektive Maßnahme zur Pulsationsdämpfung darstellen [2]. Typische Ausführungen sind einfache Blenden, Pulsations-Dämpferplatten [3] oder alternative Mehrlochplatten. Diese sind mit geringem Aufwand nachzurüsten und besitzen ein besonders gutes Dämpfungsverhalten bei resonanzbasierten Druckschwankungen. Auf der Kehrseite wird für ein verbessertes Dämpfungsverhalten jedoch ein bleibender Druckverlust benötigt, der quadratisch mit dem Volumenstrom ansteigt. Hier gilt es, dementsprechend ebenfalls einen anwendungsspezifischen Kompromiss zwischen Pulsationsniveau und Druckverlust zu schließen. Daher besteht ein großer Bedarf nach einer verbesserten Pulsationsdämpfung mit reduziertem Druckverlust.

Aus diesem Anlass wurde 2013 ein Forschungsprojekt zwischen KÖTTER Consulting Engineers und der TU Dortmund mit dem Ziel, eine gegenüber den statischen Drossel-elementen verbesserte Pulsationsdämpfung zu realisieren, gestartet. Dabei wird ein adaptiver Ansatz mit innerhalb einer Schwankungsperiode veränderlichen Dämpfungseigenschaften ohne externe Energiezufuhr (passiv) aufgegriffen. Die hier dargestellten Inhalte und Ergebnisse entsprechen näherungsweise den bereits gezeigten Inhalten auf der IREC 2016 [4].

2. Ideale Pulsationsdämpfung

Dissipative Pulsationsdämpfung basiert auf dem nichtlinearen Zusammenhang zwischen Geschwindigkeitsschwankungen und dem resultierenden Druckverlust. Für eine verbesserte Dämpfung wird eine stärkere Drosselung benötigt, welches wiederum zu unerwünschten Druckverlusten führt. Daher wird ein verbessertes Arbeitsprinzip benötigt, um diesen Kompromiss zu umgehen. In einem ersten Schritt soll hierzu das ideale Verhalten einer dissipativen Pulsationsdämpfereinheit (PDE) näher charakterisiert werden, Abbildung 1.

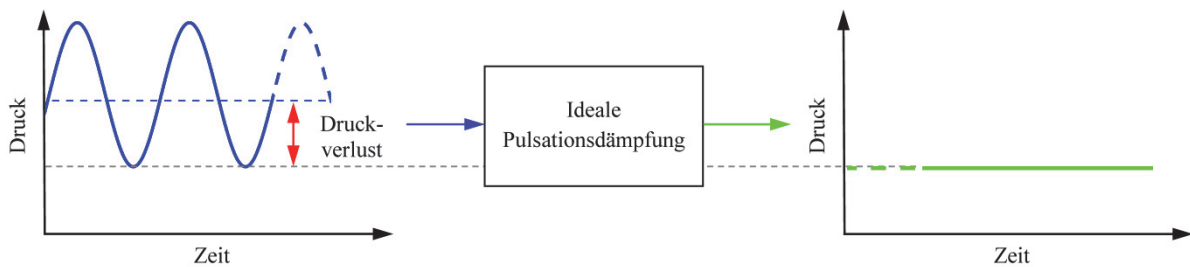


Abbildung 1: Definition des Dämpfungsverhaltens einer idealen Pulsationsdämpfereinheit.

Unter idealer Pulsationsdämpfung wird die vollständige Eliminierung von Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen hinter der entsprechenden PDE verstanden. Dieses beinhaltet stets einen dazugehörigen Druckverlust, da bei einem dissipativen Strömungsvorgang keine Rückgewinnung des Druckverlustes realisiert werden kann. Um den dazugehörigen Druckverlust auf ein Minimum zu reduzieren, orientiert sich der Austrittsdruck hinter der idealen PDE an dem eintreffenden Druckminimum vor der PDE. Um ein entsprechendes ideales Verhalten zu realisieren, wurden analytische Betrachtungen auf Basis der ebenen Wellentheorie durchgeführt, Abbildung 2.

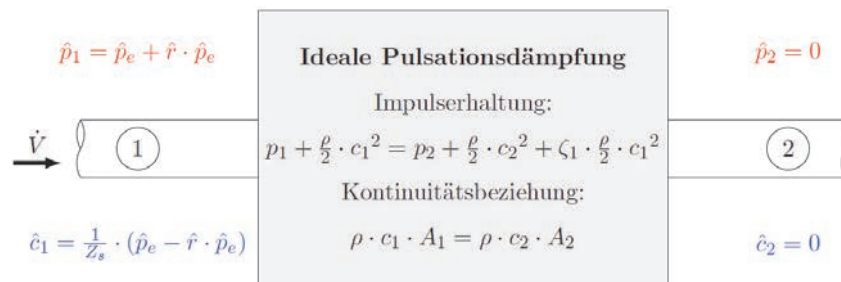


Abbildung 2: Analytischer Ansatz zur idealen Pulsationsdämpfung.

Die ideale PDE wird hier über die Impulserhaltung und die Kontinuitätsbeziehung abgebildet. Dabei sollen zunächst Kompressibilitätseffekte sowie zusätzliche instationäre Trägheiten vernachlässigt werden. Die Forderung nach einer konstanten Abströmgeschwindigkeit hinter der PDE liefert über die Kontinuitätsbeziehung eine ebenfalls konstante Zuströmung – $\hat{c}_2 = \hat{c}_1 = 0$. Daraus folgt, dass eine ideale PDE einem akustisch geschlossenen Ende $\hat{r} = +1$ entsprechen muss, welches dementsprechend zu einer Vollreflektion der eintreffenden Schallwelle \hat{p}_e führt.

Betrachtet man abschließend die Impulserhaltung, so stellt lediglich der Eintrittsdruck eine zeitabhängige Strömungsgröße dar. Um diese Schwankung aufzufangen, wird dementsprechend ein ebenfalls periodisch schwankender Verlustbeiwert benötigt.

$$\frac{\Delta p(t)}{\zeta(t)} = \frac{1}{2} \cdot \rho_1 \cdot \bar{c}_1^2 = konst.$$

Deren Verhältnis kann über den dynamischen Druck der Zuströmung bestimmt werden und ist für die ideale Pulsationsdämpfung konstant. Daraus folgt, dass der Verlustbeiwert phasentreu der eintreffenden Druckschwankung folgen muss, um eine ideale Pulsationsdämpfung zu ermöglichen. Der dazugehörige Druckverlust orientiert sich an der sich einstellenden Druckamplitude vor der PDE. Um zu verdeutlichen, dass diese nicht mit der ursprünglichen Amplitude ohne Installation einer idealen PDE übereinstimmt, wird in Abbildung 3 exemplarisch der Originalzustand mit der idealen Dämpfung verglichen.

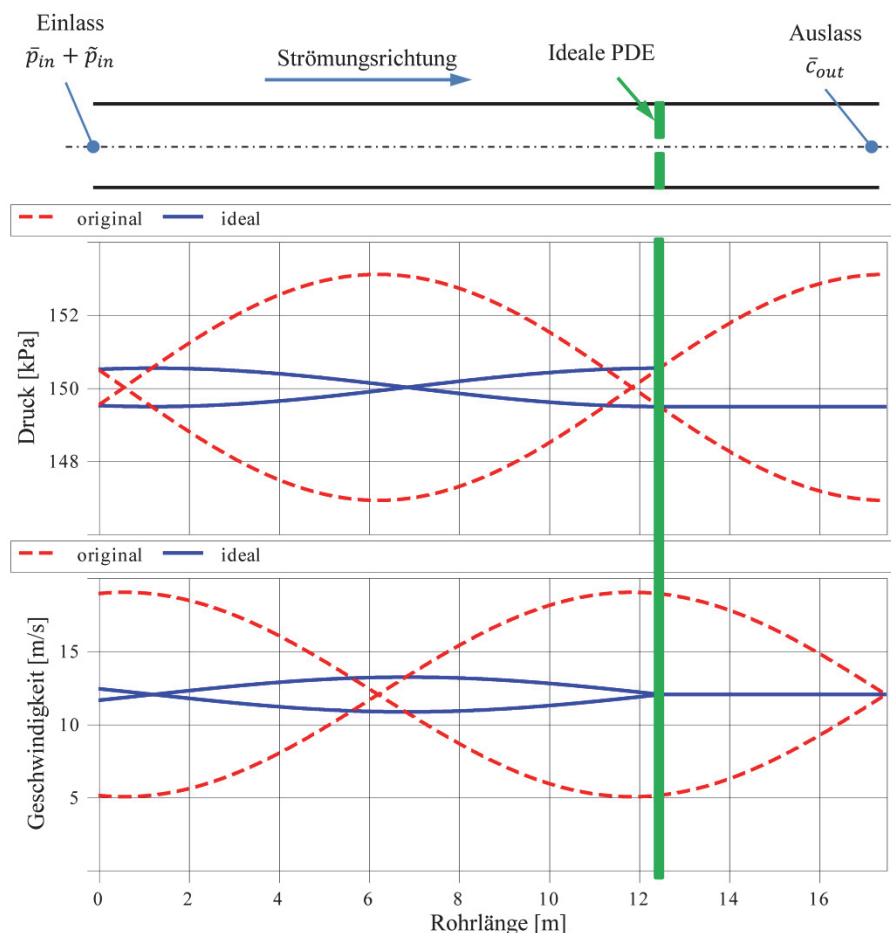


Abbildung 3: Einhüllende der lokalen Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen für eine harmonische Anregung (original \triangleq ohne PDE; ideal \triangleq mit PDE).

Dargestellt ist ein Rohrleitungsabschnitt mit einer akustisch offenen Randbedingung am Eintritt und einem akustisch geschlossenen Ende am Austritt. Ursprünglich wurde das System nahe einer Resonanzfrequenz angeregt, welches zu erhöhten Pulsationen führte. Durch die Installation der PDE nahe einem Geschwindigkeitsmaximum wurde das Übertragungsverhalten verändert und die eintreffenden Druckschwankungen werden deutlich reduziert, was zu einem geringen bleibenden Druckverlust bei idealer Dämpfung führt.

3. Konzept des Prototypen

Das hergeleitete adaptive Wirkprinzip der idealen Pulsationsdämpfung soll anschließend in ein funktionales Konzept zur Realisierung einer adaptiven und passiven PDE überführt werden, Abbildung 4. Gemäß dem abgeleiteten Wirkprinzip sollen die lokalen Drücke vor und hinter der PDE über entsprechende Flächen als Druckkräfte genutzt werden. Diese resultieren in einer Bewegung einer flexiblen Struktur, welche zu einer Veränderung des freien Strömungsquerschnitts führt und mit einer Veränderung des Verlustbeiwerts einhergeht.

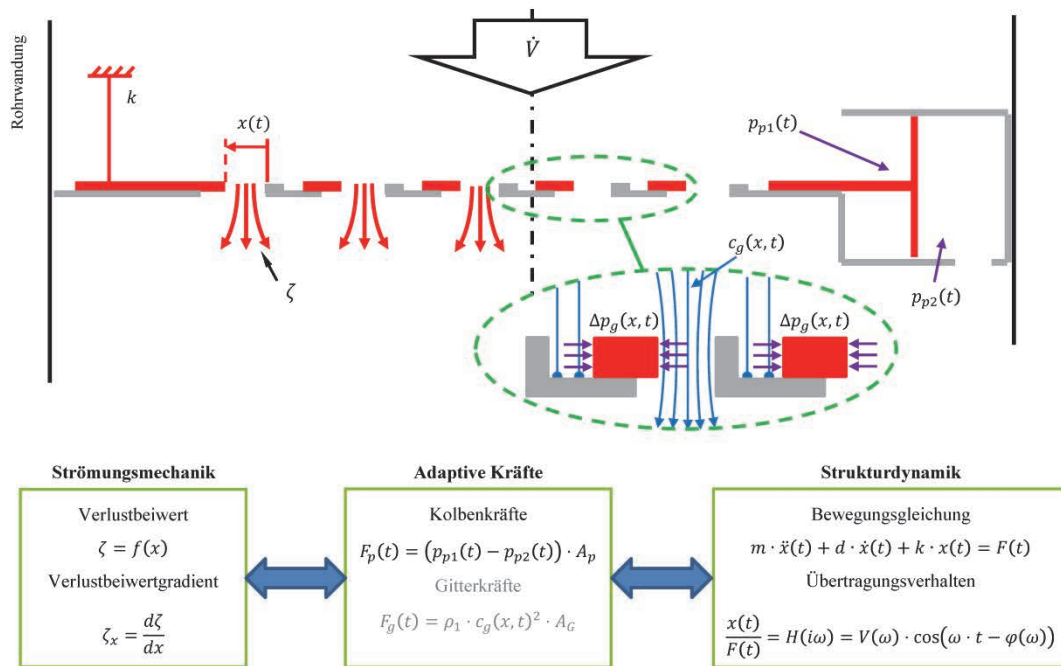


Abbildung 4: Konzept der neu entwickelten adaptiven und passiven PDE.

Die PDE besteht aus einem fest stehenden und einem flexiblen Teil. Der fest stehende Teil basiert auf einem Strömungsgitter mit äquidistant angeordneten Schlitzen und einem Zylinder. Der bewegliche Teil besitzt ein äquivalentes Gitter, welches an einen Kolben gekoppelt ist und über einstellbare Biegebalken gehalten wird. Die Vorderseite des Kolbens wird über die Zuströmung mit dem lokalen Druck p_{p1} beaufschlagt, die Rückseite mit dem lokalen Druck hinter der PDE p_{p2} . Die somit anliegende Druckdifferenz liefert die benötigte adaptive Kraft zur Auslenkung der Struktur. Der freie Strömungsquerschnitt wird verändert und führt zu dem gewünschten dynamischen Verlustbeiwert. Normalerweise sind die Druckkräfte auf den Kolben ausreichend, um die gewünschte dynamische Änderung des Verlustbeiwerts zu realisieren. An dem zur Verfügung stehenden Versuchsstand sind jedoch lediglich Untersuchungen nahe des Umgebungsdrucks möglich, woraus sehr kleine Kräfte resultieren. Daher werden zusätzliche adaptive Kräfte über die Gitterstäbe berücksichtigt. Diese resultieren aus dem sich einstellenden Staudruck auf der nicht durchströmten Seite der Gitterstäbe, während auf der durchströmten Seite der lokale Druck um den dynamischen Druck der Strömungskomponente niedriger ist. Diese zusätzlichen Kräfte entsprechen nicht dem eigentlichen adaptiven Wirkprinzip, da sie primär von der lokalen Strömungsgeschwindigkeit im Gitterquerschnitt abhängen. Für ausreichende Kolbenkräfte kann diese zusätzliche Kraftkomponente durch Installation des beweglichen Gitters auf der Rückseite eliminiert werden.

Die Struktur muss möglichst hochfrequent abgestimmt werden, damit eine zu den eintreffenden Druckschwankungen phasentreue Bewegung realisiert werden kann [5]. Die Konstruktion sollte möglichst leicht sein und somit eine geringe Trägheit aufweisen, da die niedrigen Erregerkräfte eine ebenfalls niedrige Steifigkeit erforderlich machen. Durch Kombination der strömungsmechanischen und strukturdynamischen Eigenschaften, der adaptiven Kräfte sowie dem idealen Wirkprinzip kann eine Auslegungsvorschrift abgeleitet werden:

$$\frac{\Delta p(t)}{\zeta(t)} = \frac{1}{\zeta_x \cdot A_p \cdot H(i\omega)} = \frac{1}{2} \cdot \rho_1 \cdot \bar{c}_1^2$$

Dabei werden die unerwünschten Gitterkräfte nicht berücksichtigt. Für die erste Auslegung wurden zweidimensionale Strömungssimulationen zur Abschätzung des Verlustbeiwertes durchgeführt. Nach Festlegung der dazugehörigen Gitterkonturen wurden die maximalen Abmessungen des Kolbens bestimmt. Daraufhin wurde das erforderliche Übertragungsverhalten über die Betriebsbedingungen abgeleitet. Auf Basis eines einfachen Biegebalkenmodells wurden abschließend die Dimensionen der Biegefedern festgelegt.

4. Prototyp

Das erarbeitete Konzept wurde zur Realisierung des ersten Prototypen einer adaptiven und passiven PDE aufgegriffen. In Abbildung 5 ist die spezielle Leichtbau-Version mit Carbongitter und -kolben sowie allen sonstigen beweglichen Teilen aus Aluminium dargestellt. Dadurch wird der Einsatz unter Umgebungsbedingungen mit niedriger Steifigkeit bei akzeptablen Eigenfrequenzen der dynamischen Struktur ermöglicht.

Das Gitter besitzt 15 Schlitze mit einer maximalen freien Strömungsbreite von 5 mm. Die maximale Auslenkung der Struktur beträgt 2 mm, woraus sich folgender Bereich für das dynamische Flächenverhältnis ergibt:

$$\alpha = \frac{A_{Gitter}}{A_{RL}} = 0,230 \dots 0,384$$

Um das genaue Betriebsverhalten analysieren zu können, wurden zwei Drucksensoren im Zylinder sowie ein zusätzlicher Wirbelstromsensor zur Erfassung der Bewegung installiert.

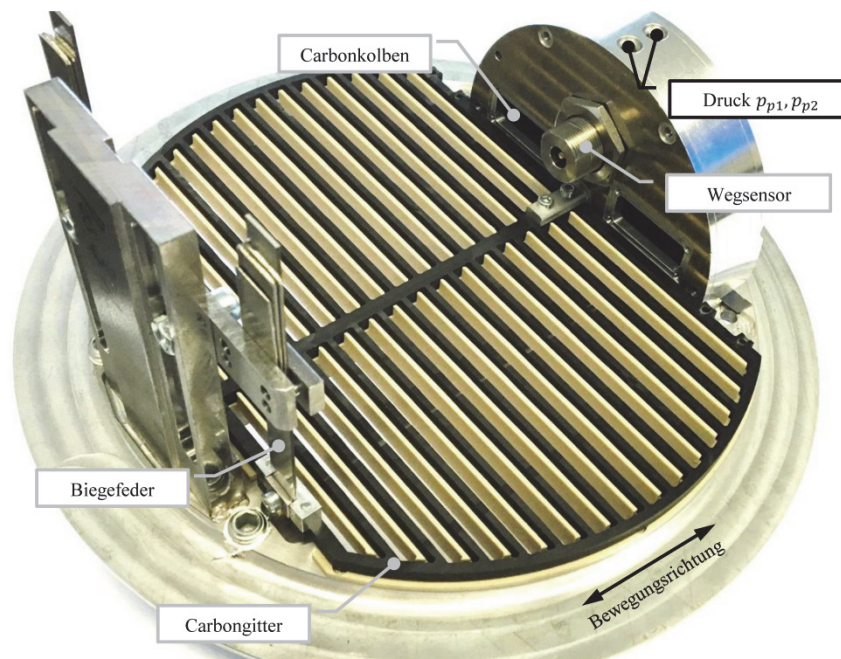


Abbildung 5: Erster Prototyp einer adaptiven und passiven PDE.

5. Versuchskonfiguration

Die messtechnischen Untersuchungen wurden am Gasmengenversuchsstand des FG Fluidtechnik der TU Dortmund durchgeführt. Dieser wurde zur Untersuchung unterschiedlicher stationärer und instationärer Strömungsphänomene konzipiert.

Der Antrieb erfolgt über ein Drehkolbengebläse und einen Schraubenkompressor mit gemeinsamen saug- und druckseitigen Pulsationsbehältern. Während der Schraubenkompressor nur für niedrige Volumenströme geeignet ist, können mit dem Drehkolbengebläse Volumenströme bis zu 2.000 m³/h realisiert werden. Der maximale Differenzdruck liegt bei 800 mbar, wobei saugseitig lediglich Umgebungsbedingungen zulässig sind. Zur Realisierung gleichbleibender Betriebsbedingungen ist ein Wärmetauscher sowie eine Druckregulierung vorhanden. Zur Bestimmung des durchgesetzten Massenstroms kann auf zwei parallel geschaltete Messschienen zurückgegriffen werden.

Die Untersuchungsmessstrecke hat eine Nennweite von DN 200 und kann mit beliebiger statischer und dynamischer Messtechnik – Druck-, Geschwindigkeits- und Temperatursensorik – bestückt werden. Am Eintritt der Messstrecke befindet sich ein Pulsationsgenerator. Dieser ermöglicht die Anregung instationärer Strömungen bis 100 Hz, deren Schwankungsintensität über einen Bypass reguliert werden kann. Der Pulsationsgenerator basiert auf zwei radial segmentierten Scheiben. Die eine ist fixiert und die andere wird über einen Elektromotor rotatorisch angetrieben.

Daraus resultiert ein harmonischer Verlauf des freien Strömungsquerschnitts, welches zu einer harmonischen Anregung führt. In Abbildung 6 ist die Untersuchungsmessstrecke und der gewählte Versuchsaufbau für die instationären Strömungsuntersuchungen dargestellt.

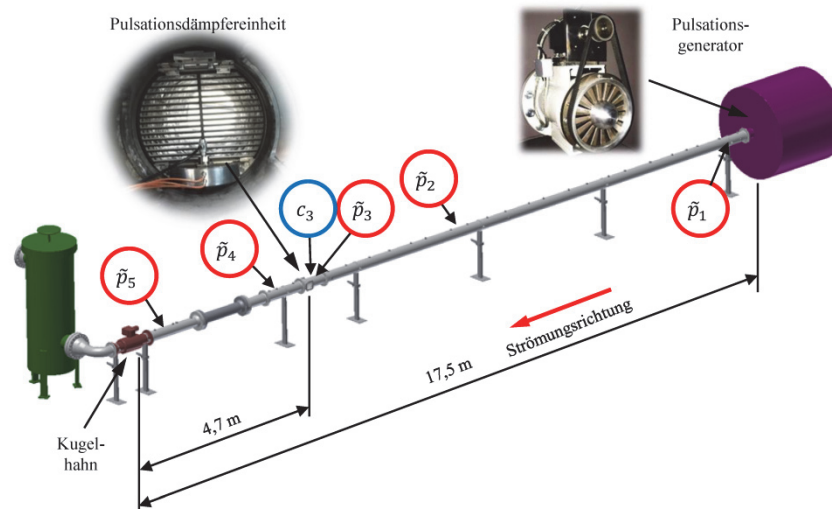


Abbildung 6: Versuchskonfiguration.

Am Ende der Messstrecke befindet sich ein Kugelhahn. Dieser ist nahezu geschlossen, um einem beinahe akustisch geschlossenen Ende zu entsprechen. Dadurch lassen sich an dem Messpunkt unmittelbar vor dem Kugelhahn in dem später betrachteten Frequenzbereich die größtmöglichen Amplituden messen. Zusätzlich zu der an der PDE vorgesehenen Messtechnik werden 5 piezoelektrische Druckaufnehmer entlang der Messstrecke platziert. Zudem wird über einen piezoresistiven Differenzdruckaufnehmer der Druckverlust über der PDE erfasst. Eine zusätzliche Heißfilmsonde kann genutzt werden, um die lokale Strömungsgeschwindigkeit unmittelbar vor der PDE zu erfassen. Die Abtastfrequenz beträgt 2 kHz. Die nachfolgenden Betrachtungen basieren primär auf der Messtechnik unmittelbar an der PDE sowie den Druckschwankungen unmittelbar vor dem Kugelhahn.

6. Untersuchungsergebnisse

Bevor das Betriebsverhalten als adaptive und passive PDE untersucht wird, sollen strömungsmechanische sowie strukturdynamische Untersuchungen durchgeführt werden. Dazu wurde die PDE mit einer besonders weichen Biegefedereinspannung im Versuchsstand installiert, um den Verlustbeiwert für unterschiedliche Auslenkungen zu bestimmen. Anschließend wurden stationäre Messungen mit zunehmendem Volumenstrom durchgeführt. Die Auslenkung des flexiblen Gitters nimmt mit zunehmendem Volumenstrom zu, da der Differenzdruck über dem Kolben sowie die Gitterstäbe ansteigt.

Die Erfassung des Volumenstroms, des statischen Drucks, der Temperatur sowie des Differenzdrucks ermöglicht die Bestimmung des Verlustbeiwerts, Abbildung 7. Dieser lässt sich über dem Flächenverhältnis auftragen und ermöglicht gleichzeitig die Bestimmung des Verlustbeiwertgradienten, Abbildung 8.

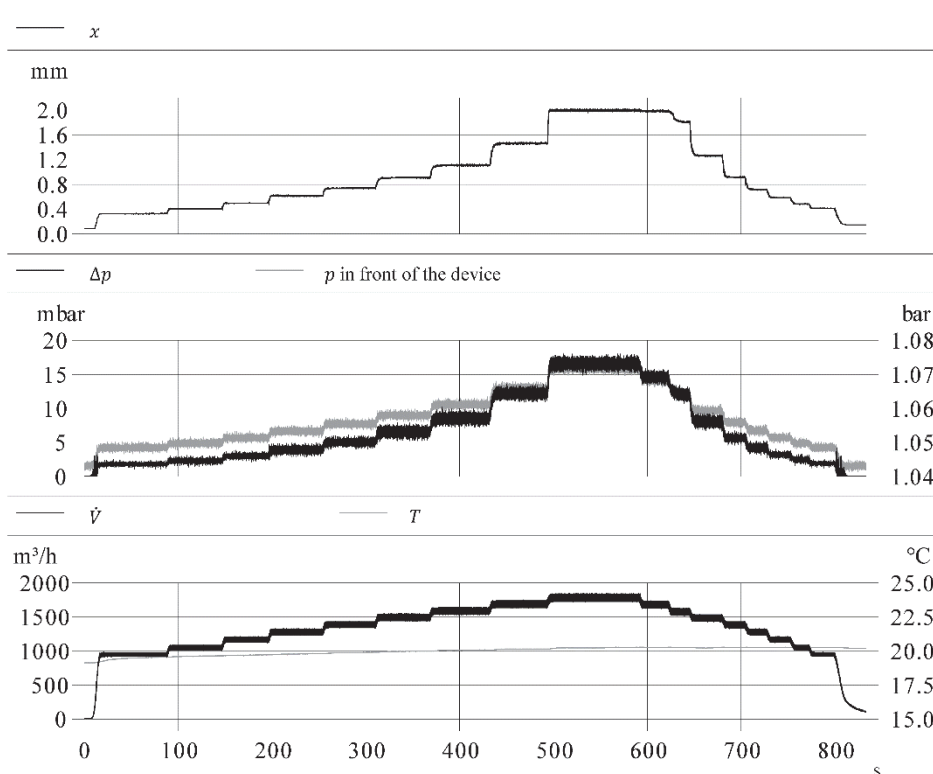


Abbildung 7: Stationäre Messung des strömungsmechanischen Verhaltens.

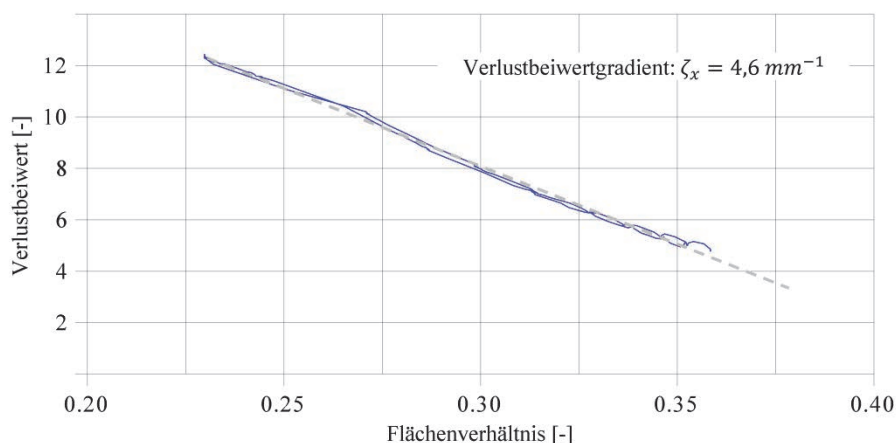


Abbildung 8: Verlustbeiwert in Abhängigkeit des Flächenverhältnisses.

Dieser Verlustbeiwertgradient liefert in Kenntnis der Kolbenfläche und einem gewählten Betriebspunkt den benötigten Verstärkungsfaktor von $|H(i\omega)| = 0,28 \text{ mm/N}$ für eine Abstimmung gemäß der idealen Pulsationsdämpfung. Das reale Übertragungsverhalten kann über Anschlagversuche mit einem Impulshammer für unterschiedliche Biegefederlängen bestimmt werden. In Abbildung 9 ist der Verstärkungsfaktor sowie der Phasenversatz zwischen Erregerkraft und Strukturantwort für drei freie Biegefederlängen dargestellt. Des Weiteren ist die Kohärenz (nicht beschriftet) mit dargestellt, welche eine qualitative Aussage über die lineare Abhängigkeit der Auslenkung des dynamischen Gitters von der Erregung liefert. Eine Kohärenz von 1 entspricht einer linearen Abhängigkeit.

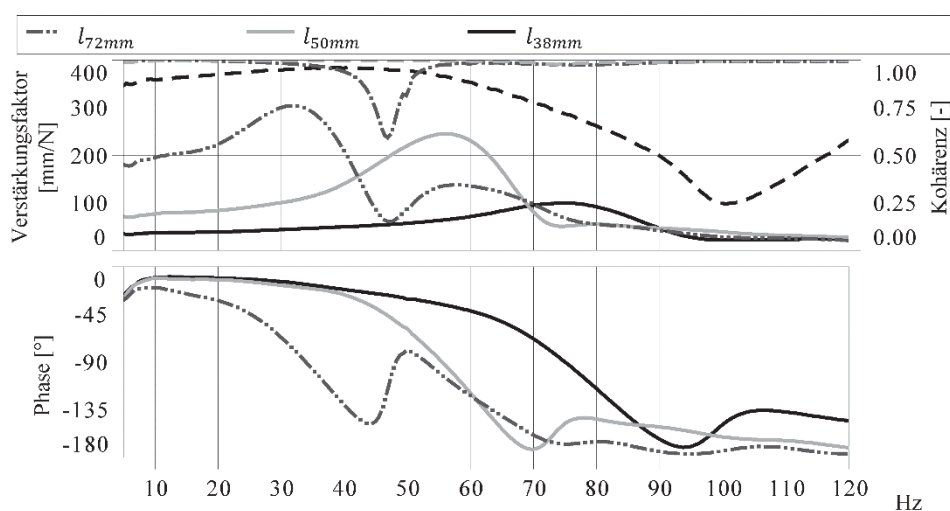


Abbildung 9: Übertragungsverhalten für unterschiedliche freie Biegefederlängen.

Die Eigenfrequenzen der gewählten Biegefederlängen liegen zwischen 32 und 74 Hz. Die Verstärkungsfaktoren zeigen, dass selbst die niedrigste Steifigkeit mit einer Eigenfrequenz von 34 Hz nicht ausreicht, um den anhand der Auslegung geforderten phasentreuen Verstärkungsfaktor zu erreichen. Es würde daher nahe liegen, die niedrigste Steifigkeit für die Untersuchungen zu wählen. Allerdings besitzt diese Konfiguration einen sehr rasch ansteigenden Phasenversatz und kann somit bereits bei niedrigen Frequenzen keine phasentreue Bewegung ermöglichen. Daher wurde ein Kompromiss mit einer Biegefederlänge von 50 mm gewählt und die zusätzlichen Gitterkräfte als weitere Erregung genutzt.

Nachdem die strömungsmechanische und strukturdynamische Charakterisierung abgeschlossen war, wurde die Pulsationsdämpfereinheit mit der entsprechenden Konfiguration in der Messstrecke installiert. Anschließend wurde über den Pulsationsgenerator ein Frequenzsweep bis 60 Hz durchgeführt, um einen Vergleich der adaptiven und dynamischen PDE mit statischen Drosseleinbauten zu ermöglichen, Abbildung 10.

Die Pulsationsamplituden vor dem Kugelhahn werden als Referenz genutzt, um den Dämpfungserfolg zu beschreiben. Hierzu wird auf das Amplitudenverhältnis p_{rel} der gedämpften Druckpulsationen in Bezug auf die Pulsationen der Originalsituation ohne installierten Dämpfer zurückgegriffen:

$$p_{rel} = \frac{\hat{p}_{damped}}{\hat{p}_{original}}$$

Die dazugehörigen Ergebnisse sind in Abbildung 11 dargestellt. Um neben dem pulsationsdämpfenden Einfluss auch den Druckverlust der unterschiedlichen Varianten miteinander vergleichen zu können, wird der relative Druckverlust Δp_{rel} ebenfalls dargestellt:

$$\Delta p_{rel} = \frac{\Delta p_{damped}}{p_{static}}$$

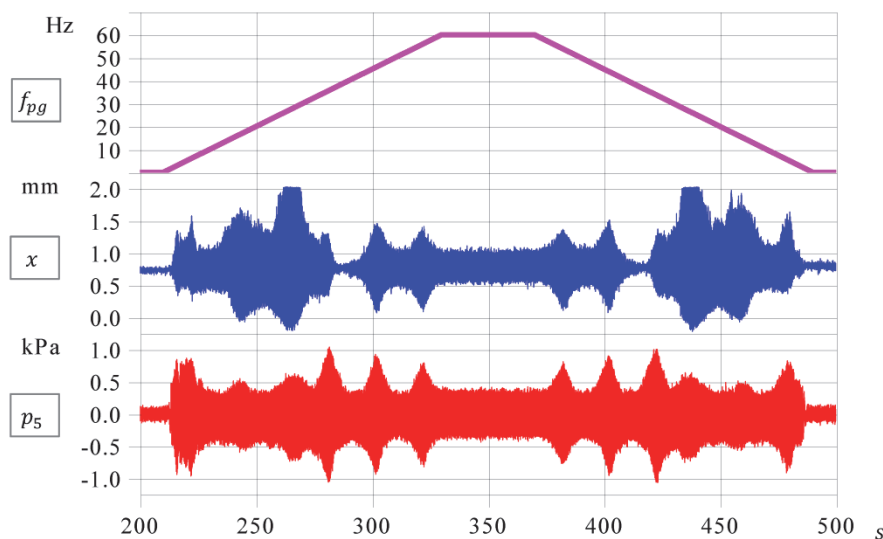
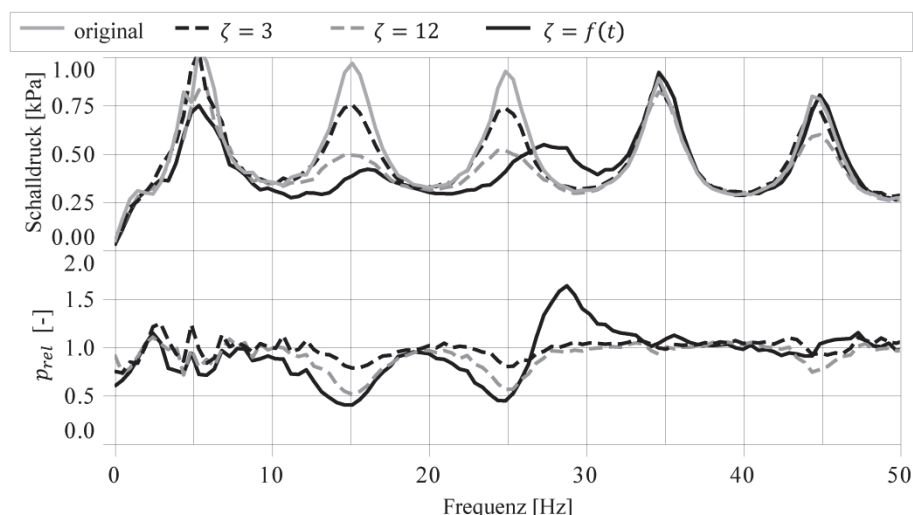


Abbildung 10: Zeitsignale der Anregungsfrequenz, der Gitterbewegung und der Druckpulsationen vor dem Kugelhahn.



Bleibender Druckverlust

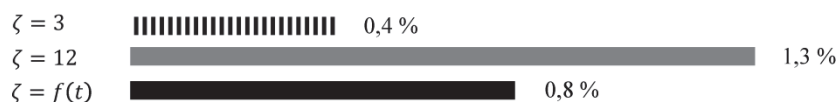


Abbildung 11: Spektrum der Druckamplituden und der Amplitudenverhältnisse sowie relativer Druckverlust für unterschiedliche Konfigurationen – original, statisch und dynamisch.

Dargestellt sind die Ergebnisse für den ungedämpften Fall ohne eingebauten Dämpfer (original), die PDE als klassische statische Drossel mit fixiertem Gitter ($\zeta = 3$, max. freier Strömungsquerschnitt; $\zeta = 12$, min. freier Strömungsquerschnitt) sowie als adaptiv und dynamisch arbeitende PDE ($\zeta = f(t)$). Die Spektren der Druckpulsationen sind charakteristisch für eine einseitig akustisch offene und einseitig akustisch geschlossene Rohrleitung mit Resonanzfrequenzen bei 5 Hz, 15 Hz etc. Durch den Einbau der unterschiedlichen PDE-Ausführungen werden insbesondere die Resonanzfrequenzen bei 15 Hz und 25 Hz stark gedämpft. Die 35 Hz Resonanz hingegen wird durch die Dämpfereinheit kaum beeinflusst, da die PDE sich für diese Frequenz im Bereich eines Knotens der Geschwindigkeitsschwankungen befindet. Betrachtet man bspw. das akustische Verhalten bei der ursprünglichen 15 Hz Resonanz, so zeigt sich, dass die adaptive und passive PDE die beste Pulsationsdämpfung bei einem deutlich reduzierten Druckverlust liefert. Der Druckverlust konnte um ca. 40 % reduziert werden und gleichzeitig wurden in einem Frequenzbereich von 0 bis 26 Hz verbesserte Dämpfungseigenschaften mit bis zu 35 % niedrigeren Pulsationen festgestellt.

Wie erwartet konnte bei höheren Frequenzen keine Verbesserung des Pulsationsniveaus durch die adaptive und passive PDE festgestellt werden. Als Ursache hierfür kann der Phasenversatz zwischen den adaptiven Druckkräften und der für die Änderung des Verlustbeiwerts verantwortlichen Bewegung der Struktur ausfindig gemacht werden. Das adaptive Wirkprinzip beinhaltet ein phasentreues Verhalten dieser beiden Größen, welches aufgrund der niedrigen Eigenfrequenz durch die geringe Biegefedersteifigkeit nicht gewährleistet werden kann. Eine spätere Anwendung mit größeren statischen Drücken ermöglicht hingegen eine Vernachlässigung der Gitterkräfte und eine höherfrequente Abstimmung der dynamischen Struktur.

7. Zusammenfassung

Eine neu entwickelte adaptive und passive Pulsationsdämpfereinheit mit einer dynamischen Anpassung an die momentane Pulsationssituation wurde vorgestellt. Die Funktionsweise der PDE basiert auf dem gezeigten analytischen Ansatz, welche eine dynamische Änderung des Verlustbeiwertes innerhalb einer Schwankungsperiode zur idealen Pulsationsdämpfung fordert. Das daraus abgeleitete adaptive Prinzip nutzt ein konstantes Verhältnis zwischen dem momentanen Differenzdruck und dem Verlustbeiwert, welches dem dynamischen Druck der Zuströmung entspricht.

Messtechnische Untersuchungen des ersten Prototyps am Gasmengenversuchsstand des FG Fluidtechnik wurden erfolgreich abgeschlossen. Es konnte eine deutlich verbesserte Pulsationsdämpfung bei einem gleichzeitig um 40 % niedrigeren Druckverlust gegenüber klassischen statischen PDE ermittelt werden. Die aktuelle Konfiguration des Prototyps beinhaltet notwendige Kompromisse hinsichtlich des Übertragungsverhaltens und der genutzten adaptiven Kräfte. Für spätere Untersuchungen kann daher von einem weiter verbesserten Dämpfungsverhalten ausgegangen werden. Positive Einflüsse können zum einen die Vernachlässigung der Gitterkräfte sowie eine höherfrequente Abstimmung der beweglichen Struktur darstellen.

In einem nächsten Schritt sollen daher weitere messtechnische Untersuchungen mit einem modifizierten Gitter durchgeführt werden. Dadurch werden die Gitterkräfte reduziert und die Eigenfrequenz der Struktur erhöht.

Literatur

- [1] API Standard 618: Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services, 5th Edition, American Petroleum Institute, Washington D.C., 2007.

- [2] Hesse, D.: Konstruktionssystematische Erarbeitung adaptiver Dämpfungsmechanismen, Bachelorarbeit, FG Fluidtechnik, TU Dortmund, 2015.

- [3] KÖTTER, E. W.: Dämpferplatte für den Einbau in Rohrleitungen, Patent, DE19538178C1, 1995.

- [4] Tetenborg, P.; Brümmer, A.: Development of a new adaptive pulsation damping device without external energy supply, 3rd International Rotating Equipment Conference (IREC); Pumps, Compressors and Vacuum Technology, Düsseldorf 2016.

- [5] Den Hartog, J. P.: Mechanische Schwingungen, Springer Verlag, 1952.