

# **Entwicklung einer adaptiven und passiven Pulsationsdämpfereinheit**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Dr.-Ing.**

von der Fakultät Maschinenbau  
der Technischen Universität Dortmund  
genehmigte Dissertation

**Patrick Tetenborg, M.Sc.**

aus

Ibbenbüren

Tag der mündlichen Prüfung: 8.12.2017

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Andreas Brümmer
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz

**Dortmund, 2018**



# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Fachgebiet Fluidtechnik der Technischen Universität Dortmund. Die Unterstützung und das Mitwirken vieler helfender Hände und denkender Köpfe hat das Anfertigen dieser Arbeit überhaupt erst möglich gemacht. Dafür möchte ich mich bei allen Beteiligten sehr herzlich bedanken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Andreas Brümmer für die grundlegende Idee zu diesem Forschungsvorhaben. Insbesondere die zahlreichen Anregungen in konstruktiven Gesprächen und die mir überlassenen Freiheiten haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Darüber hinaus danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz für die Übernahme des Koreferats und die Durchsicht und Begutachtung meiner Arbeit.

Ein herzliches Dankeschön gilt auch der Firma KÖTTER Consulting Engineers für die Finanzierung dieses Forschungsprojektes und ganz besonders Herrn Dr.-Ing. Johann Lenz und Frau Margret Grobosch für das Vertrauen in meine Person. Speziell Herr Dr.-Ing. Johann Lenz hat mir stets die notwendigen Freiheiten gewährt und mit seinem permanenten Ansporn wesentlich zum erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit beigetragen.

Ein weiterer wesentlicher Faktor für das Gelingen dieser Arbeit waren die Mitarbeiter des Fachgebiets Fluidtechnik. Das fachliche, unkomplizierte, freundschaftliche und immer amüsante Miteinander werde ich in jeder Hinsicht positiv in Erinnerung behalten. Ich danke im Besonderen Roland Edlerherr für die experimentelle Grundlage durch den Aufbau des Gasmengenversuchsstands sowie Ulrich Erdelbrauk, Peter Goeken und Ralf van de Straat für die Unterstützung auf elektrischer, zeichnerischer und mechanischer Seite. Die studentischen Hilfskräfte Daniel Aurich und später auch Matthias Lübeck haben ebenfalls einen wesentlichen Anteil an dieser Arbeit. Ein ganz besonderer Dank gilt Andreas Linkamp. Der fachliche Austausch unter Freunden mit zahlreichen kritischen und hinterfragenden Auseinandersetzungen hat viele Ergebnisse dieser Arbeit überhaupt erst möglich gemacht. Einzig auf fußballerischer Seite blieb eine fachliche Einigung leider aus.

Abschließend möchte ich mich bei Carina, meinen Eltern und meinem Bruder für den Rückhalt, die Unterstützung und die Rücksicht in dieser Zeit bedanken.

Dreierwalde, im Dezember 2017

Patrick Tetenborg



# Übersicht

In der vorliegenden Arbeit wird eine neu entwickelte adaptive und passive Pulsationsdämpfereinheit vorgestellt. Diese Pulsationsdämpfereinheit ändert ihr pulsationsdämpfendes Drosselverhalten adaptiv und ohne Zufuhr von Fremdenergie. Anhand des aktuellen Standes der Technik ergibt sich ein Bedarf hinsichtlich eines dissipativ arbeitenden Dämpfungsmechanismus mit einem dynamisch anpassbaren Drosselverhalten. Damit eine geeignete dynamische Anpassung der gewünschten Drosselung innerhalb einer Schwankungsperiode der eintreffenden Pulsationen erfolgen kann, wird ein ideales dissipatives Dämpfungsverhalten definiert.

Analytische Betrachtungen auf Basis der ebenen Wellentheorie führen anschließend auf ein Funktionsprinzip mit dem das gewünschte Dämpfungsverhalten realisiert werden kann. Für die Beschreibung dieses Funktionsprinzips wird eine neue dimensionslose Kennzahl - der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a}$  - eingeführt. Dieser stellt einen Bezug des transienten Druckverlusts durch die dynamische Änderung des Verlustbeiwerts der Pulsationsdämpfereinheit zu dem lokalen Schalldruck vor der Pulsationsdämpfereinheit her. Dadurch kann für beliebige Ausführungen von Pulsationsdämpfereinheiten das adaptive pulsationsdämpfende Verhalten charakterisiert werden. Zur Erzielung einer gemäß Definition vollständigen Pulsationsdämpfung wird ein adaptiver akustischer Verlustbeiwert von  $\zeta_{a-a} = 1$  benötigt.

Anschließend wird ein Konzept für die adaptive und passive Umsetzung des Funktionsprinzips entwickelt. Gemäß dem Konzept erfolgt eine von den lokalen Schwankungsgrößen abhängige, geometrische Anpassung der Strömungskontur der Pulsationsdämpfereinheit. Anhand eines konzeptgemäßen Prototypen werden zunächst die funktionsrelevanten Einzeldisziplinen - Strukturmechanik, Strömungsmechanik sowie die adaptiven Kräfte - messtechnisch untersucht. Im Anschluss daran wird das pulsationsdämpfende Verhalten in pulsierenden Strömungen am Gasmengenversuchsstand des FG Fluidtechnik der TU Dortmund untersucht. Die gegebenen Rahmenbedingungen führen hier zu einem vom erarbeiteten Funktionsprinzip geringfügig abweichenden Betriebsverhalten. Im Vergleich zu statischen Drosselementen zeigen sich dennoch deutlich verbesserte Dämpfungseigenschaften für die adaptive und passive Pulsationsdämpfereinheit.

Nach den messtechnischen Untersuchungen werden numerische Untersuchungen genutzt, um das Dämpfungsverhalten der adaptiven und passiven Pulsationsdämpfereinheit allgemeingültig für abweichende Randbedingungen beurteilen zu können. Hierzu wird zunächst das strukturdynamische Verhalten der Pulsationsdämpfereinheit reproduziert. Danach wird ein eindimensionales Modell für den Gasmengenversuchsstand auf Basis eines 3-Charakteristikenverfahrens erstellt und eine Übergangsbedingung mit einer geeigneten Fluid-Struktur-Interaktion auf Basis des strukturdynami-

---

schen Modells implementiert. Dadurch kann das messtechnisch erfasste Betriebsverhalten der Pulsationsdämpfereinheit numerisch reproduziert werden.

Das durch die hohe Abbildungsgüte bestätigte Modellierungsverfahren wird im Weiteren zur numerischen Untersuchung des Betriebsverhaltens der Pulsationsdämpfereinheit bei beliebigen Randbedingungen genutzt. Über eine geeignete Parametervariation werden hierzu gezielt die betriebsrelevanten dimensionslosen Kennzahlen variiert. Zur Bewertung werden diese Untersuchungen auch mit einer als Referenz dienenden statischen Drossel durchgeführt. Als Ergebnis stellt sich ein deutlich besseres Dämpfungsverhalten der adaptiven und passiven Pulsationsdämpfereinheit gegenüber der statischen Drossel heraus. Bei vergleichbarem Druckverlust ist das Pulsationsniveau hinter einer adaptiven und passiven Pulsationsdämpfereinheit in nahezu sämtlichen Betriebsbereichen wesentlich niedriger als bei einer statischen Drossel.

Abschließend werden die gewonnenen Erkenntnisse über das Betriebsverhalten genutzt, um Optimierungsmaßnahmen für eine weiter verbesserte Pulsationsdämpfung zu skizzieren. Eine zusätzliche Auslegungsvorschrift ermöglicht es darüber hinaus, universelle Aussagen über das zu erwartende Dämpfungsverhalten für beliebige konzeptgemäße Pulsationsdämpfereinheiten zu treffen.

# Abstract

In this work a newly developed adaptive and passive pulsation damping device is presented. The damping mechanism is changing adaptive and without external energy supply. The current state of the art reveals a requirement of a dissipative working damping mechanism with a dynamic damping behaviour. Thus, a so called ideal dissipative damping behaviour is defined to achieve a suitable dynamic behaviour within the period of fluctuation for this dissipative damping device.

Analytical considerations based on the plane wave theory result in a working principle that enables the desired damping behaviour. A new dimensionless quantity - the adaptive acoustic loss coefficient  $\zeta_{a-a}$  - is introduced for describing this working principle. It correlates the transient pressure loss regarding a dynamic variation of the loss coefficient with the local acoustic pressure in front of the pulsation damping device. Thus, the adaptive damping behaviour of any pulsation damping device can be described. An adaptive acoustic loss coefficient of  $\zeta_{a-a} = 1$  results in a complete pulsation damping.

Subsequently, a concept for realising the working principle in an adaptive and passive way is explained. The concept is based on geometrical modifications of the flow area depending on the current local fluctuation parameters. For the characterization of a concept based prototype the relevant independent scopes - structural mechanics, fluid mechanics and adaptive forces - are analysed by means of measurements. Afterwards, the damping behaviour is examined at the closed-loop-air-test-rig of the chair of fluidics from TU Dortmund under unsteady conditions. The prototype configuration has got a minor deviation from the working principle because of the boundary conditions of the test rig and the prototype. Nevertheless, the adaptive and passive pulsation damping device shows an improved operating behaviour compared to static damping devices.

Next to experimental investigations numerical investigations are carried out in order to analyse the general damping behaviour for different boundary conditions. Thus, the structural dynamic behaviour is reproduced with a numerical model. Afterwards, a one-dimensional model of the closed-loop-air-test-rig based on a 3-characteristic-method is created and a transition condition with fluid-structure-interaction based on the structural model is implemented. This numerical model enables an accurate representation of the adaptive and passive pulsation damping device operating behaviour.

Further numerical investigations are carried out to analyse several operating conditions. Therefore, a number of parameters are varied regarding the relevant dimensionless quantities. The simulation results show a distinctly improved pulsation damping behaviour for the adaptive and passive pulsation damping device regarding static damping devices. The pulsation level behind the adaptive and passive

---

pulsation damping device is at nearly all operating conditions lower than the pulsation level behind a static device with nearly the same pressure loss.

Finally, the knowledge of the operational behaviour is used to outline optimisation measures for an improved damping behaviour. Additionally, the use of a designing criterion enables universal prediction of the damping behaviour for arbitrary concept based pulsation damping devices.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Symbol- und Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>XI</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Ansätze zur Pulsationsdämpfung . . . . .	5
2.1.1 Dissipative Pulsationsdämpfung . . . . .	5
2.1.2 Interferenzbasierte Pulsationsdämpfung . . . . .	8
2.2 Statische Systeme . . . . .	10
2.2.1 Dissipative Pulsationsdämpfung . . . . .	10
2.2.2 Interferenzbasierte Pulsationsdämpfung . . . . .	11
2.3 Adaptive und aktive Systeme . . . . .	14
2.3.1 Dissipative Anpassung . . . . .	14
2.3.2 Interferenzbasierte Anpassung . . . . .	15
2.4 Adaptive und passive Systeme . . . . .	16
2.4.1 Dissipative Anpassung . . . . .	16
2.4.2 Interferenzbasierte Anpassung . . . . .	17
2.5 Abgeleiteter Bedarf . . . . .	18
<b>3 Zielsetzung und Vorgehensweise</b>	<b>21</b>
<b>4 Voruntersuchungen</b>	<b>23</b>
4.1 Definition einer idealen dissipativen Pulsationsdämpfung . . . . .	23
4.2 Ebene Wellentheorie . . . . .	24
4.3 Analytischer Ansatz . . . . .	28
<b>5 Konzept und Realisierung</b>	<b>31</b>
5.1 Konzept . . . . .	31
5.2 Auslegung . . . . .	33
5.2.1 Strömungsmechanik . . . . .	34
5.2.2 Strukturmechanik . . . . .	36
5.2.3 Adaptive Kräfte . . . . .	38
5.2.4 Auslegungskriterium . . . . .	40
5.3 Realisierung . . . . .	45

<b>6</b>	<b>Versuchsaufbau und Messtechnik</b>	<b>51</b>
6.1	Schwingerreger-Versuchsstand . . . . .	51
6.1.1	Aufbau des Versuchsstands . . . . .	51
6.1.2	Versuchsdurchführung - Strukturdynamik . . . . .	52
6.1.3	Versuchsdurchführung - Kolbenkonfigurationen . . . . .	53
6.2	Gasmengenversuchsstand . . . . .	54
6.2.1	Aufbau des Versuchsstands . . . . .	54
6.2.2	Pulsationsgenerator . . . . .	55
6.2.3	Versuchsdurchführung - stationäre Messungen . . . . .	57
6.2.4	Versuchsdurchführung - akustische Messungen . . . . .	58
<b>7</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>61</b>
7.1	Strukturdynamik . . . . .	61
7.1.1	Auswertemethodik . . . . .	62
7.1.2	Übertragungsverhalten . . . . .	63
7.2	Strömungsmechanik . . . . .	66
7.2.1	Auswertemethodik . . . . .	67
7.2.2	Verlustbeiwerte . . . . .	68
7.3	Adaptive Kräfte . . . . .	72
7.3.1	Kolbenkonfigurationen . . . . .	72
7.3.2	Adaptive Gitterkräfte . . . . .	76
7.4	Akustik . . . . .	78
7.4.1	Auswertemethodik . . . . .	79
7.4.2	Reflektionsfreie Randbedingung . . . . .	83
7.4.3	Konfiguration der adaptiven und passiven PDE . . . . .	86
7.4.4	Durchgangsdämpfung . . . . .	89
7.4.5	Einfügungsdämpfung . . . . .	97
7.4.6	Funktionsanalyse . . . . .	103
7.5	Zwischenergebnis . . . . .	110
<b>8</b>	<b>Numerische Untersuchungen</b>	<b>113</b>
8.1	Strukturdynamik . . . . .	113
8.1.1	Modellierung . . . . .	113
8.1.2	Vergleich mit Messergebnissen . . . . .	115
8.2	Strömungsmechanische Erhaltungsgleichungen . . . . .	117
8.3	Eindimensionales 3-Charakteristikenverfahren . . . . .	118
8.3.1	Totales Differentialgleichungssystem . . . . .	118
8.3.2	Linearisierung und Diskretisierung . . . . .	119
8.3.3	Randbedingungen . . . . .	122
8.3.4	Übergangsbedingungen . . . . .	122

8.3.5	Polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit . . . . .	125
8.3.6	Validierung des Verfahrens . . . . .	127
8.4	Kennzahlen aus Dimensionsanalyse . . . . .	133
8.5	Ideale dissipative Pulsationsdämpfung . . . . .	136
8.5.1	Übergangsbedingung . . . . .	136
8.5.2	Simulationsmodell . . . . .	137
8.5.3	Optimierungsverhalten . . . . .	138
8.5.4	Untersuchung von Einflussgrößen . . . . .	141
8.6	Reproduktion der Messergebnisse . . . . .	144
8.6.1	Übergangsbedingung . . . . .	144
8.6.2	Simulationsmodell Gasmengenversuchsstand . . . . .	146
8.6.3	Vergleich mit Messergebnissen . . . . .	148
8.7	Untersuchung von Einsatzgrenzen . . . . .	151
8.7.1	Simulationsmodell . . . . .	151
8.7.2	Ausgangssituation . . . . .	153
8.7.3	Dämpfungsverhalten . . . . .	155
8.7.4	Funktionsanalyse . . . . .	159
<b>9</b>	<b>Optimierung und Auslegung</b>	<b>165</b>
9.1	Optimierungsansätze . . . . .	165
9.1.1	Vernachlässigung der Gitterkräfte . . . . .	165
9.1.2	Optimierung des strukturdynamischen Übertragungsverhaltens . . . . .	165
9.1.3	Erweiterung des Bereichs für die Nullposition . . . . .	166
9.1.4	Realisierung einer rückseitig geschlossenen Kolbenkonfiguration . . . . .	166
9.2	Auslegung . . . . .	167
9.2.1	Erfassung der Ausgangssituation . . . . .	167
9.2.2	Konfiguration der adaptiven und passiven PDE . . . . .	168
9.2.3	Überprüfung des Dämpfungsverhaltens . . . . .	171
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>173</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>175</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>183</b>
A.1	Herleitung der verwendeten Form der Impulserhaltung . . . . .	183
A.2	Zeichnungen . . . . .	185
A.3	Sensorik . . . . .	188
A.4	Berechnung des Drucks im Zylinderraum . . . . .	189
A.5	Modell Gasmengenversuchsstand . . . . .	190



# Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

## Symbole

### Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
$a$	$m \cdot s^{-1}$	Schallgeschwindigkeit
$a_n$	$m \cdot s^{-1}$	polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit siehe Gl. 8.44
$A$	$m^2$	Fläche / Querschnittsfläche
$A_G$	$m^2$	Strömungsquerschnitt in der Gitterebene siehe Gl. 5.3
$A_{G,F}$	$m^2$	Gitterfläche für adaptive Kräfte siehe Gl. 5.16
$A_K$	$m^2$	Kolbenfläche siehe Abb. 5.3
$\bar{A}$	-	Koeffizientenmatrix (Dimensionen siehe Gl. 8.13)
$b$	$m$	Breite
$b_A$	$m$	Breite eines Gittersegments bzw. -abschnitts siehe Tab. 5.1
$b_C$	$m$	Breite des beweglichen Gitters siehe Tab. 5.1
$b_F$	$m$	Breite des feststehenden Gitterauslegers siehe Tab. 5.1
$b_G$	$m$	max. Breite Strömungsquerschnitt im Gitter siehe Abb. 5.3
$b_S$	$m$	Breite Strömungsquerschnitt im Gitter siehe Abb. 5.3
$c$	$m \cdot s^{-1}$	Strömungsgeschwindigkeit
$\bar{c}$	$m \cdot s^{-1}$	mittlere Strömungsgeschwindigkeit
$\tilde{c}$	$m \cdot s^{-1}$	Schallschnelle / Geschwindigkeitsschwankung
$c_V$	$m^2 \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$	isochore spezifische Wärmekapazität
$d$	$kg \cdot s^{-1}$	Dämpfungskonstante
$d$	$m$	Durchmesser
$d_B$	$m$	Blendendurchmesser
$d_{BF}$	$m$	Dicke der Biegefedern
$d_{KH}$	$m$	Kugelhahndurchmesser
$D_{L,G}$	-	Dämpfungsgrad der beweglichen Gitterstruktur
$e$	-	Eulersche Zahl $e \approx 2,71878$
$E_i$	-	Spektraler Fehler für Messpunkt $i$ siehe Gl. 7.15
$f$	$Hz$	Frequenz
$f_0$	$Hz$	Eigenfrequenz
$f_R$	$m \cdot s^{-1}$	linearisierter Reibungskoeffizient siehe Gl. 4.10

Symbol	Einheit	Bedeutung
$f_k$	$Hz$	Spektrallinie
$f_x$	$m \cdot s^{-2}$	spez. Reibkraft
$F$	$N$	Kraft
$F_N$	$N$	Normalkraft siehe Abb. 8.1
$F_R$	$N$	Reibkraft
$h$	$m^2 \cdot s^{-2}$	spez. Enthalpie
$h_t$	$m^2 \cdot s^{-2}$	spez. Totalenthalpie siehe Gl. A.5
$h$	$m$	Höhe
$h_A$	$m$	Höhe eines feststehenden Gittersegments bzw. -abschnitts siehe Tab. 5.1
$h_F$	$m$	Höhe des feststehenden Gitterauslegers siehe Tab. 5.1
$h_G$	$m$	Höhe der beweglichen Gitterkontur siehe Abb. 5.3
$\hat{H}_G$	$m \cdot N^{-1}$	Übertragungsverhalten der beweglichen Struktur siehe Gl. 5.12
$\hat{H}_{p-pK}$	–	Übertragungsverhalten von den lokalen Druckschwankungen $\tilde{p}_1$ und $\tilde{p}_2$ vor und hinter der PDE zu den auf den Kolben wirkenden Druckschwankungen $\tilde{p}_{K1}$ und $\tilde{p}_{K2}$ siehe Abb. 5.7
$\hat{H}_{F_1-F_K}$	–	Übertragungsverhalten von der theoretisch aus den Druckschwankungen $\tilde{p}_1$ resultierenden Kolbenkraft (Fläche $A_K$ ) auf die Kolbenkraft $\tilde{F}_K$ siehe Abb. 5.7
$\hat{H}_{F_1-F_G}$	–	Übertragungsverhalten von der theoretisch aus den Druckschwankungen $\tilde{p}_1$ resultierenden Kolbenkraft (Fläche $A_K$ ) auf die Gitterkraft $\tilde{F}_G$ siehe Abb. 5.7
$\hat{H}_{F_1-F_{ges}}$	–	Übertragungsverhalten von der theoretisch aus den Druckschwankungen $\tilde{p}_1$ resultierenden Kolbenkraft (Fläche $A_K$ ) auf die Gesamtkraft $\tilde{F}_{ges}$ siehe Abb. 5.7
$H_t$	$kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$	Totalenthalpie
$He$	–	Helmholtz-Zahl
$He_{rel}$	–	relative Helmholtz-Zahl siehe Abs. 8.4
$i$	–	imaginäre Einheit
$I_a$	$kg \cdot s^{-3}$	Schallintensität
$I_G$	$kg \cdot m \cdot s^{-1}$	Impuls der Strömung im Strömungsquerschnitt des Gitters siehe Abb. 5.4
$\bar{I}$	–	Einheitsmatrix
$I_c$	–	Pulsationsindex siehe Gl. 6.1
$k$	$m^{-1}$	Kreiswellenzahl
$k$	$N \cdot m^{-1}$	Steifigkeit
$k_F$	$N \cdot m^{-1}$	Steifigkeit der Verbindung zwischen Schwingerreger und Gitter siehe Abb. 8.1

Symbol	Einheit	Bedeutung
$k_R$	$N \cdot m^{-1}$	Steifigkeit für Reibelement siehe Abb. 8.1
$l_{BF}$	$m$	freie Länge der Biegefedern
$l_E$	$m$	Ersatzlänge
$l_G$	$m$	mittlere Länge der Gitterschlitze siehe Gl. 5.3
$L_p$	$dB$	Schalldruckpegel (nach $L_p = \log_{10} \left( \frac{p}{p_0} \right)$ mit $p$ als Schalldruck und $p_0$ als Bezugsdruck ( $p_0 = 20 \mu Pa$ ))
$m$	$kg$	Masse
$\dot{m}$	$kg \cdot s^{-1}$	Massenstrom
$Ma$	–	Mach-Zahl
$N$	–	Anzahl
$n$	–	Exponent
$n$	–	Polytropenexponent
$p$	$Pa$	Druck
$p_0$	$Pa$	Umgebungsdruck
$\bar{p}$	$Pa$	mittlerer statischer Druck
$\tilde{p}$	$Pa$	Schalldruck / Druckschwankung
$p_{dyn}$	$Pa$	dynamischer Druck
$\hat{p}_e$	$Pa$	einfallende / hinlaufende Schalldruckamplitude
$\hat{p}_{max}$	$Pa$	maximale Pulsationsamplitude siehe Gl. 7.16
$\bar{p}_{nr}$	$Pa$	reflektionsfreie Druckvorgabe (numerische Randbedingung siehe Abb. 8.15)
$\hat{p}_r$	$Pa$	reflektierte / rücklaufende Schalldruckamplitude
$\hat{p}_{rel,D}$	–	relatives Pulsationsniveau siehe Gl. 7.22
$\hat{p}_{rel,E}$	–	relatives Pulsationsniveau siehe Gl. 7.24
$p_t$	$Pa$	Totaldruck
$P_{el}$	$W$	elektrische Leistung
$\hat{r}$	–	Reflektionskoeffizient
$R$	$m^2 \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$	spez. Gaskonstante
$Re$	–	Reynolds-Zahl
$s$	$m^2 \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$	spez. Entropie
$s$	$m$	Spalthöhe
$s_G$	$m$	Spalthöhe zwischen den Gitterkonturen siehe Abb. 5.3
$s_K$	$m$	Spalthöhe zwischen Kolben und Zylinder
$\hat{S}_{i-i}$	–	Autoleistungsspektrum der Messgröße $i$
$\hat{S}_{i-j}$	–	Kreuzleistungsspektrum der Messgrößen $i$ und $j$
$s_{irr}$	$m^2 \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$	spez. irreversible Entropie
$St_r$	–	Strouhal-Zahl

Symbol	Einheit	Bedeutung
$t$	$s$	Zeit
$t_E$	$s$	Endzeit
$t_S$	$s$	Startzeit
$T$	$K$	Temperatur
$u$	$m^2 \cdot s^{-2}$	spez. innere Energie
$\vec{u}$	beliebig	Vektor der abhängigen Variablen
$v_G$	$m \cdot s^{-1}$	Gittergeschwindigkeit siehe Gl. 8.4
$V$	–	Verstärkungsfaktor siehe Gl. 8.59
$V$	$m^3$	Volumen
$\dot{V}$	$m^3 \cdot s^{-1}$	Volumenstrom
$\dot{V}_{BP}$	$m^3 \cdot s^{-1}$	Volumenstrom durch den Bypass des Pulsationsgenerators siehe Abb. 6.4
$\dot{V}_{PG}$	$m^3 \cdot s^{-1}$	Volumenstrom durch den Pulsationsgenerator siehe Abb. 6.4
$x_G$	$m$	Gitterauslenkung siehe Abb. 5.3
$x$	$m$	Koordinate
$x_0$	$m$	Nullposition des Gitters siehe Abb. 5.5
$x_{0-\zeta}$	–	gitterbezogene Nullposition siehe Gl. 9.9
$Y$	–	Kohärenz
$Y_V$	$m^2 \cdot s^{-2}$	spezifischer Energieverlust siehe Gl. A.10
$Z$	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	Schallkennimpedanz
$Z_W$	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	lokaler Wellenwiderstand

### Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	$m^{-1}$	Dämpfungskonstante
$\alpha$	–	Flächenverhältnis
$\alpha_{BP}$	–	Flächenverhältnis der Bypassöffnung zur Rohrleitung siehe Abb. 6.4
$\alpha_{KH}$	–	Flächenverhältnis des Kugelhahns zur Rohrleitung
$\alpha_{PG}$	–	Flächenverhältnis des Pulsationsgenerators zur Rohrleitung siehe Abb. 6.4
$\beta_G$	–	Faktor für Gitterkräfte siehe Gl. 5.17
$\beta_0$	–	Faktor für Gitterkräfte bei Nullauslenkung siehe Gl. 7.13
$\beta_x$	–	auslenkungsabhängiger Faktor für Gitterkräfte siehe Gl. 7.13
$\gamma$	$m^{-1}$	Ausbreitungskonstante



---

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$\Delta p_B$	$Pa$	Beschleunigungsdruck siehe Gl. 2.2
$\Delta p_t$	$Pa$	Totaldruckdifferenz siehe Gl. 2.2
$\Delta p_V$	$Pa$	Druckverlust siehe Gl. 2.2
$\Delta p_{rel}$	–	relativer Druckverlust siehe Gl. 7.23
$\zeta_1$	–	Verlustbeiwert siehe Gl. 2.2
$\zeta_{a-a}$	–	adaptiver akustischer Verlustbeiwert siehe Gl. 4.19
$\zeta_{a-a,K}$	–	konzeptbezogener adaptiver akustischer Verlustbeiwert siehe Gl. 5.25
$\zeta_{a-a,ges}$	–	konzeptbezogener adaptiver akustischer Verlustbeiwert unter Berücksichtigung der Gitterkräfte siehe Gl. 5.30
$\zeta_0$	–	Verlustbeiwert bei Nullauslenkung siehe Gl. 5.23
$\zeta_x$	$m^{-1}$	Verlustbeiwertgradient siehe Gl. 5.23
$\zeta_{rel}$	–	bezogene relative Verlustbeiwert siehe Gl. 7.5
$\eta$	–	Anregungsverhältnis
$\vartheta$	$^{\circ}C$	Temperatur
$\kappa$	–	Isentropenexponent
$\lambda$	$m \cdot s^{-1}$	Eigenwert eines linearen Gleichungssystems (Dimension ist abhängig von dem Gleichungssystem, hier gemäß Abs. 8.3.1)
$\lambda$	–	Rohrreibungszahl
$\lambda$	$m$	Wellenlänge
$\mu$	–	Reibungskoeffizient
$\pi$	–	Kreiszahl $\pi \approx 3,14159$
$\Pi_i$	–	dimensionslose Kennzahl
$\rho$	$kg \cdot m^{-3}$	Dichte
$\tau$	–	dimensionslose Zeit
$\varphi$	$^{\circ}$	Phasenwinkel
$\omega$	$s^{-1}$	Kreisfrequenz

## Abkürzungen und Indizes

Abkürzung	Bedeutung
1D	eindimensional
a	analytisch
A	Austritt
A, B	Gitterbezeichnung
A, B, C	Charakteristiken
Abb.	Abbildung
Abs.	Abschnitt
B	Blende
BF	Biegefeder
DGL	Differentialgleichung
DIN	Deutsches Institut für Normung
D	Durchgangsdämpfung
E	Ebene
E	Einfügungsdämpfung
E	Endanschlag
E	Eintritt
EN	Europäische Normen
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
G	Gitter
Gl.	Gleichung
ges	Gesamt
gK	Kolbenkonfiguration mit geschlossener Rückseite
GMVS	Gasmengenversuchsstand
irr	irreversibel
<i>i</i>	Raumschritt
ISO	Internationale Organisation für Normung
K	Kolben
KH	Kugelhahn
Kap.	Kapitel
KZ	Kolben Zusatzvolumen
max	maximal
meas	gemessen (englisch: measured)
min	minimal
MS	Messstrecke

---

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
n	entgegen der Strömungsrichtung (negativ)
n	Zeitschritt
nr	reflektionsfrei (englisch: nonreflective)
oK	Kolbenkonfiguration mit offener Rückseite
OLS	"ordinary least squares" - Kleinst-Quadrate-Methode
p	in Strömungsrichtung (positiv)
P	Pulsation
PB	Pulsationsbehälter
PG	Pulsationsgenerator
PDE	Pulsationsdämpfereinheit
Q	Querschnittssprung
r	rückwärts durchströmt
rel	relativ
RKV	Runge-Kutta-Verfahren
RL	Rohrleitung
s	isentrop
S	Schwingerreger (Shaker)
S	Sensor
Sp	Spalt
St	Stab
spez.	spezifisch
t	zeitliche Ableitung
th	theoretisch
T	Tisch
Tab.	Tabelle
TR	Technical Report
W	Wand
x	konvektive Ableitung
X	gesuchter Zustand siehe Abb. 8.3
Z	Zusatz
Z	Ziel
1, 2	Zustand vor bzw. hinter der PDE

## Mathematische Nomenklaturen

Zeichen	Bedeutung
---------	-----------

$(\dot{\phantom{x}})$	einfache Ableitung nach der Zeit
$(\ddot{\phantom{x}})$	zweifache Ableitung nach der Zeit
$ (\phantom{x}) $	Betrag
$(\hat{\phantom{x}})$	komplexe Amplitude
$(\bar{\phantom{x}})$	Matrix
$(\bar{\phantom{x}})$	Mittelwert
$(\vec{\phantom{x}})$	Vektor
$(\sim)$	Wechselgröße
$\partial$	partiell Differential
$d$	totales Differential
$\det(\phantom{x})$	Determinante
$\max(\phantom{x})$	Maximum
$\min(\phantom{x})$	Minimum
$\mathbb{N}$	Natürliche Zahlen (Menge der positiven Zahlen)
$\text{sgn}$	Signum-Funktion
$\Delta$	Differenz

# 1 Einleitung

In Zeiten der fortschreitenden Globalisierung und des zunehmenden technologischen Fortschritts steigen sowohl die technischen als auch wirtschaftlichen Anforderungen an Maschinen und Anlagen. Neben der damit einhergehenden Neuentwicklung zukunftssträchtiger Technologien steht ebenso die Weiterentwicklung und Optimierung bestehender Technologien im Vordergrund. In diesem Kontext stellen insbesondere die Zuverlässigkeit und Leistungsfähigkeit moderner Produktionsstandorte bei gleichzeitig niedrigen Investitions- und Betriebskosten wesentliche Entwicklungsziele dar.

Einen grundlegenden Aspekt bzgl. der Zuverlässigkeit moderner Produktionsstandorte in Bereichen der Erdgas-, Chemie- und Erdölindustrie stellt die dynamische Belastung von Anlagen dar. Diese wird häufig von Fluidenergiemaschinen verursacht. Das instationäre Förderverhalten von Strömungs- oder Verdrängermaschinen kann über strukturdynamische und/oder akustische Übertragungswege zu erhöhten lokalen Materialbelastungen oder erhöhten Schalldruckpegeln führen. Insbesondere bei Verdrängermaschinen führt deren zyklischer Arbeitsprozess häufig zu einer starken Anregung von Pulsationen. Diese können sowohl innerhalb der Maschinen als auch in den angeschlossenen Rohrleitungssystemen verstärkt werden.

Um mögliche Produktionsausfälle oder Maschinenschäden zu vermeiden, gilt es, die Ausprägung kritischer Druckpulsationen auf ein Minimum zu reduzieren. Im Kontext üblicher Reduktionsmaßnahmen wird primär zwischen zwei Reduktionsprinzipien unterschieden - der interferenzbasierten Dämpfung und der dissipativ arbeitenden Dämpfung. Für beide Ansätze wurden bereits zahlreiche Ausführungen untersucht und bei unterschiedlichen Anwendungen realisiert. Insbesondere bei dissipativ arbeitenden Pulsationsdämpfern zeigt sich jedoch, dass deren Dämpfungsvermögen stets zu Lasten eines damit einhergehenden Druckverlustes und somit zu einem steigenden Energiebedarf bzw. zunehmenden Betriebskosten führt.

Auf dieser maßgeblichen Einschränkung des Dämpfungspotentials gängiger dissipativ arbeitender Dämpfungselemente - wie bspw. einer Blende - basiert der Bedarf nach einer Dämpfungseinheit mit verbesserter Dämpfungscharakteristik bei reduziertem Druckverlust. Dieses Anforderungsprofil wird als Grundlage für die im Rahmen dieser Arbeit erarbeitete adaptive und passive Pulsationsdämpfereinheit (PDE) betrachtet. Die Adaptation bezieht sich dabei auf die Anpassung des Strömungswiderstands, welcher die wesentliche Funktionseigenschaft einer dissipativen PDE darstellt. Bei einer passiven Ausführung wird diese Anpassung ohne Zufuhr von Fremdenergie herbeigeführt. Der Grundgedanke der adaptiven und passiven Gestaltung von pulsationsdämpfenden Maßnahmen wurde in der Vergangenheit bereits aufgegriffen. Die herausgearbeiteten Ansätze beinhalten jedoch lediglich eine träge Adaptation an unterschiedliche Betriebsbereiche. Das grundlegende

Dämpfungsverhalten wird weiterhin über den bleibenden Druckverlust bestimmt. Um diesen Kompromiss zwischen Pulsationsdämpfung und Druckverlust umgehen zu können, muss eine dynamische Adaptation des Dämpfungsverhaltens innerhalb einer Schwankungsperiode erfolgen. Drossel-elemente mit einer dynamischen Adaptation konnten bisher jedoch lediglich über die Zufuhr von Fremdenergie realisiert werden. Neben der Zufuhr von Fremdenergie benötigen diese zusätzlich eine systemspezifische Steuerung oder einen anwendungsbezogenen Regelkreis. Auf Basis der hier zu entwickelnden PDE sollen nun die Vorteile der dynamischen Adaptation hinsichtlich eines verbesserten Dämpfungsverhaltens aufgegriffen und in eine passive Ausführung (ohne Zufuhr von Fremdenergie) überführt werden.

## 2 Stand der Technik

Zur Wiedergabe des Standes der Technik wird zunächst eine systematische Einordnung von pulsationsdämpfenden Maßnahmen eingeführt. Anschließend werden Dämpfungsprinzipien erläutert und bestehende Erkenntnisse und Ausführungsformen beschrieben. Abschließend wird ein Bedarf für eine pulsationsdämpfende Maßnahme mit verbesserten Dämpfungseigenschaften abgeleitet.

Im Zuge der Industrialisierung wurden zunehmend größere Produktionsstandorte mit immer größeren Maschinen in Betrieb genommen. Die Folgen dessen waren erhöhte Materialbelastungen für Maschinen und Anlagen sowie zunehmende Emissionsbelastungen für die Arbeiter und die umliegende Bevölkerung. Insbesondere die erhöhten Schallemissionen von Arbeitsmaschinen führten zu einer inakzeptablen Belastung für das Personal. Daher widmeten sich bereits in dieser Epoche Physiker und Ingenieure der Reduktion von Schallemissionen.

Insbesondere die akustische Situation innerhalb von Rohrleitungen ist zeitnah in den Fokus bei der Erarbeitung von Minderungsansätzen gelangt. Aus einem erhöhten Schalldruck innerhalb von Rohrleitungssystemen resultiert neben erhöhten Schallemissionen über die Rohrwandung auch eine erhöhte Materialbelastung aufgrund erhöhter dynamischer Kräfte. Erhöhte Schallemissionen durch die Rohrleitungsakustik können in dem gesamten hörbaren Frequenzbereich des Menschen von ca. 20 Hz bis 20 kHz auftreten. Die hinsichtlich erhöhter Materialbelastungen kritischen Schwingungen von Rohrleitungen sind hingegen eher im unteren Frequenzbereich bis ca. 300 Hz anzusiedeln, vgl. [VDI04].

Zu kritischen dynamischen Belastungen kommt es in der Regel nur bei großen Schwankungen, welche auch als Pulsationen bezeichnet werden. Die lokale Ausprägung der Pulsationen in der Rohrleitung ist abhängig von der Frequenz und den Rohrleitungsdimensionen. Hierbei kann zwischen der lokalen Verteilung von Druckschwankungen in der Querschnittsebene und in axialer Richtung unterschieden werden. Die Ausprägungen von Pulsationen quer zur Rohrachse werden als Quermoden bezeichnet. Diese treten in höherfrequenten Bereichen mit meist niedrigeren Schwankungsamplituden auf. Die Ausbreitung von ebenen Pulsationen in Rohrleitungsrichtung ist als kritischer einzustufen. Hier treten insbesondere bei niederfrequenten Erregermechanismen erhöhte Schwankungsamplituden auf. Neben erhöhten Materialbelastungen sind unter anderem negative Prozesseinflüsse auf bspw. Gas-mengenmessenrichtungen [Brü98a], [Brü98b] möglich.

Die im Rahmen dieser Arbeit zu entwickelnde PDE soll daher die Reduktion erhöhter Pulsationen mit eindimensionalem Charakter im unteren Frequenzbereich ermöglichen. Der Fokus des nachfolgenden Standes der Technik bezieht sich dementsprechend auf mögliche Pulsationsdämpfungsmaßnahmen,

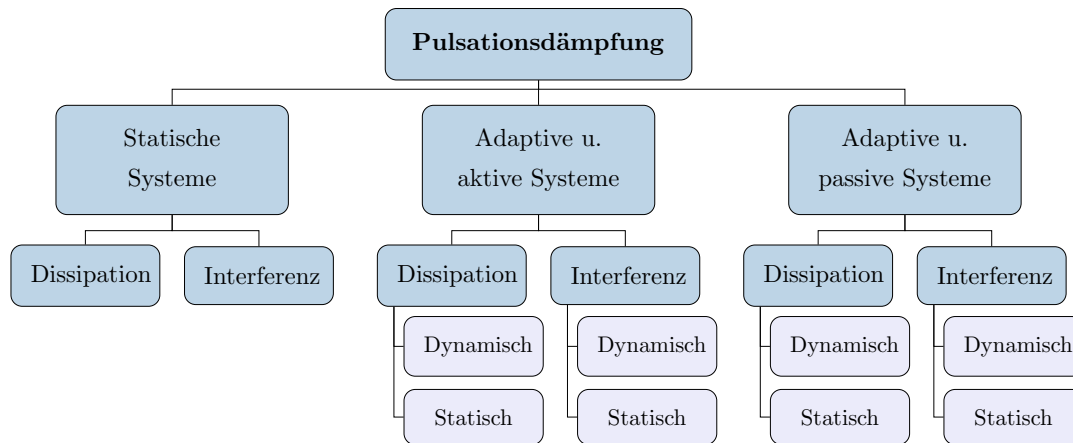


Abb. 2.1: Systematische Einordnung von Dämpfungsprinzipien

welche diesem Einsatzzweck entsprechen können. Hierzu können unterschiedliche Ansätze aufgegriffen werden, vgl. [Mö12]:

- **Primäre Maßnahmen** führen zur Reduktion der Schallleistung der Schallquelle.
- **Sekundäre Maßnahmen** beziehen sich auf den Übertragungsweg des Schalls von der Entstehung bis zu der zu schützenden Umgebung bzw. zu den relevanten Immissionsstandorten.

Da es sich um eine universelle PDE handeln soll, die unabhängig von einem Maschinentyp einsetzbar sein soll, werden hier insbesondere sekundäre Maßnahmen betrachtet. Diese haben ihren Ursprung sowohl aus den Bereichen der Akustik als auch sonstigen strömungstechnischen Bereichen.

Um einen strukturierten Überblick über die bestehenden Maßnahmen zu gewinnen, werden diese in unterschiedliche Systemvarianten unterteilt, **Abb. 2.1**. Als passive Systeme werden Systeme bezeichnet, welche keine veränderlichen dämpfungscharakteristischen Eigenschaften besitzen. Adaptive und aktive Systeme werden über Fremdenergie geregelt oder gesteuert und besitzen daher veränderliche dämpfungscharakteristische Eigenschaften. Unter adaptiven und passiven Systemen sind selbst regulierende Systeme ohne Zufuhr von Fremdenergie zu verstehen.

Innerhalb der Systemvarianten wird im Weiteren nach den beiden grundlegenden physikalischen Wirkprinzipien unterschieden: der primär dissipativen und der primär interferenzbasierten Pulsationsdämpfung. Für die veränderlichen Systeme (adaptiv u. aktiv bzw. passiv) kann zudem zwischen den Zeitspannen der anpassbaren Systemeigenschaften differenziert werden. Sofern sich die charakteristische Eigenschaft in Echtzeit - innerhalb einer Schwankungsperiode - ändert, kann von einem dynamisch anpassungsfähigen System gesprochen werden. Für den Fall, dass die Änderung der charakteristischen Eigenschaft relativ träge - außerhalb der Zeitspanne einer Schwankungsperiode - verläuft, handelt es sich um ein statisch anpassungsfähiges System. Darunter wird in der Regel die Anpassung an den momentanen Betriebspunkt verstanden.



## 2.1 Ansätze zur Pulsationsdämpfung

Um die Besonderheiten unterschiedlicher Ausführungen von Pulsationsdämpfern herauszuarbeiten, sollen zunächst die grundsätzlichen Prinzipien der Pulsationsdämpfung beschrieben werden. Dabei wird zwischen der dissipations- und der interferenzbasierten Pulsationsdämpfung unterschieden. Die Unterscheidung dieser beiden Mechanismen soll dabei keine strikte Trennung darstellen, sondern einer Einteilung nach dem primären Funktionsprinzip entsprechen.

### 2.1.1 Dissipative Pulsationsdämpfung

In Rohrleitungssystemen sind neben den eigentlichen Rohrabschnitten meist zahlreiche Einbauten zur Erfüllung unterschiedlicher anwendungsbezogener Funktionen installiert. Diese Einbauten stellen einen erhöhten Widerstand für die Strömung dar und führen somit zu Druckverlusten. Diese Druckverluste können gezielt genutzt werden, um Pulsationen zu dämpfen. Zur näheren Beschreibung dieses Dämpfungsverhaltens wird nachfolgend exemplarisch die dissipationsbehaftete Durchströmung einer Blende betrachtet, **Abb. 2.2**.

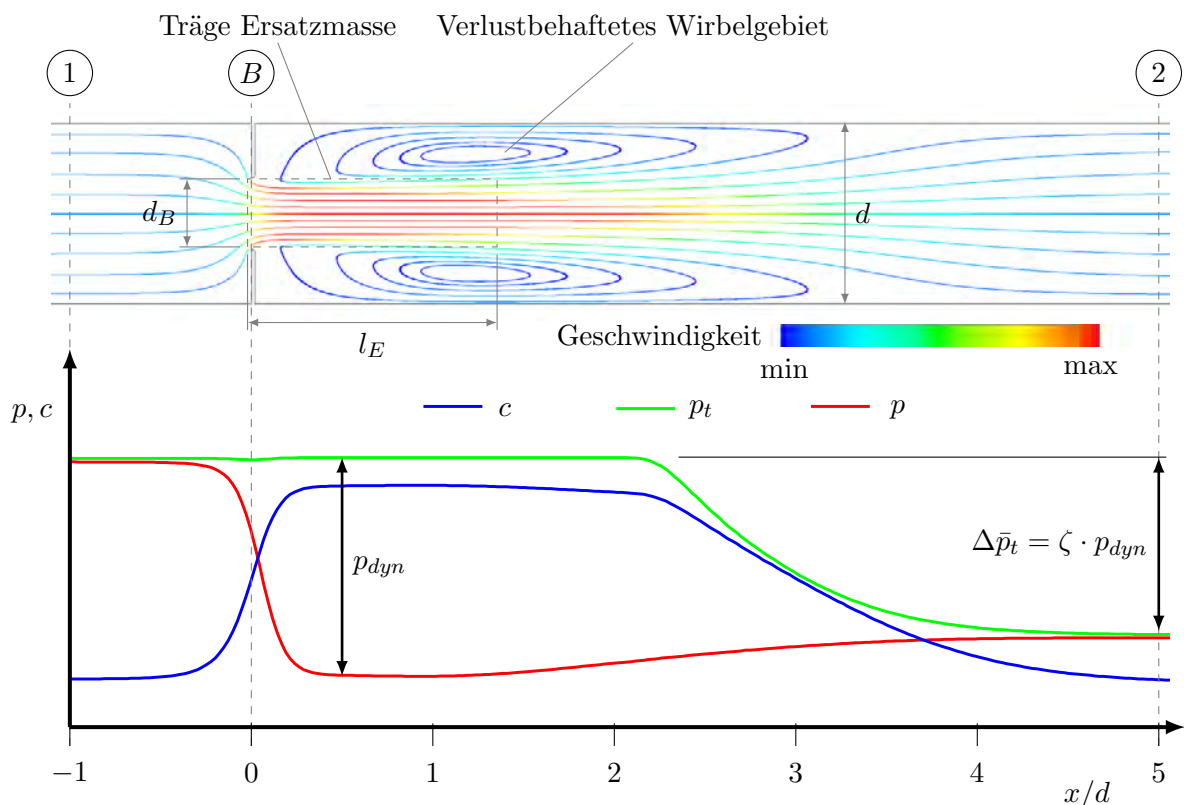


Abb. 2.2: Qualitativer Stromlinienverlauf einer dissipativen Blendenströmung sowie Druck- und Geschwindigkeitsverläufe entlang des Stromfadens auf der Mittelachse

Für die allgemeine Beschreibung einer instationären, kompressiblen und reibungsbehafteten Blendenströmung kann auf eine eindimensionale Form der differentiellen Impulserhaltung [Tru08] für einen konstanten Querschnitt  $A$  zurückgegriffen werden:

$$\frac{\partial(\rho c)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c^2)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{F_R}{A} \quad (2.1)$$

Darin enthalten sind die querschnittsgemittelten Größen entlang der Strömungsrichtung  $x$ . Neben der lokalen  $(\partial/\partial t)$  und konvektiven  $(\partial/\partial x)$  Impulsänderung werden hierbei die angreifenden Druckkräfte sowie dissipative Reibkräfte ( $F_R$ ) berücksichtigt. Gewichtskräfte werden vernachlässigt. Die in Abb. 2.2 gezeigte Blendenströmung kann durch Integration von Gl. 2.1 entlang eines Stromfadens von ① nach ② in die nachfolgende Form überführt werden:

$$\underbrace{p_{t,1} - p_{t,2}}_{\text{Totaldruckänderung } \Delta p_t} = \underbrace{\rho \cdot l_E \cdot \frac{\partial c_1}{\partial t}}_{\text{Beschleunigungsdruck } \Delta p_B} + \underbrace{\zeta_1 \cdot p_{dyn,1}}_{\text{Druckverlust } \Delta p_V} \quad (2.2)$$

Ebene ① liegt dabei üblicherweise unmittelbar vor der Blende. Ebene ② liegt aufgrund der diffusorartigen Aufweitung des mittleren Strömungsprofils in einem definierten Abstand hinter der Blende (hier:  $x = 5 \cdot d$ ). Dadurch soll gewährleistet werden, dass die Strömung wieder an der Rohrwandung anliegt und vergleichbare Strömungsprofile in den Bezugsebenen vorliegen. Gl. 2.2 beschreibt explizit die Totaldruckänderung  $\Delta p_t = p_{t,1} - p_{t,2}$  über dem Bauteil. Der Totaldruck setzt sich aus dem statischen Druck  $p$  (Druckkraft aus Gl. 2.1) und dem dynamischen Druck  $p_{dyn}$  (konvektive Impulsänderung aus Gl. 2.1) zusammen. Die Totaldruckänderung  $\Delta p_t$  resultiert aus zwei wesentlichen Effekten - dem lokalen Beschleunigungsdruck  $\Delta p_B$  (lokale Impulsänderung aus Gl. 2.1) und dem dissipativen Druckverlust  $\Delta p_V$  (Reibkräfte aus Gl. 2.1). Die Einführung des Totaldrucks  $p_t$  und der verwendete Ausdruck für den Druckverlust  $\Delta p_V$  basieren auf energetischen Betrachtungen, welche in Anhang A.1 aufgeführt werden.

Der Beschleunigungsdruck folgt aus der Massenträgheit des Fluids und wird für die gezeigte Blendenströmung maßgeblich über die eingeschnürte Kernströmung unmittelbar hinter der Blende beeinflusst. Daher lässt sich die Trägheit über eine äquivalente Ersatzmasse in einem Ersatzvolumen der Länge  $l_E$  mit dem Blendendurchmesser  $d_B$  beschreiben, Abb. 2.2. Die zu berücksichtigende Strömungsgeschwindigkeit  $c_B$  und Dichte  $\rho$  entspricht dabei näherungsweise dem Strömungszustand in der Ebene ②. Um diese Trägheitskraft auf die Querschnittsflächen in Ebene ① und die Zuströmungsgeschwindigkeit  $c_1$  zu beziehen, wird das Flächenverhältnis  $\alpha = d_B^2/d^2$  berücksichtigt und eine inkompressible Strömung ( $\rho = \rho_1 = \rho_B$ ) aufgrund niedriger Mach-Zahlen ( $Ma_B < 0,3$ ) angenommen.

Der Druckverlust  $\Delta p_V$  resultiert maßgeblich aus dem stark ausgeprägten, verlustbehafteten Wirbelgebiet hinter der Blende, Abb. 2.2. Um den Druckverlust integral zu beschreiben, wird üblicherweise ein Verlustbeiwert  $\zeta$  eingeführt, welcher auf einen dynamischen Druck  $p_{dyn}$  bezogen wird. Ein möglicher Bezug ist der dynamische Druck der Zuströmung in Ebene ①.

Mithilfe dieser integralen Betrachtung kann der direkte Einfluss eines beliebigen Drosselementes auf eine pulsierende Strömung abgeleitet werden. Der dissipative Teil besitzt über den dynamischen Druck

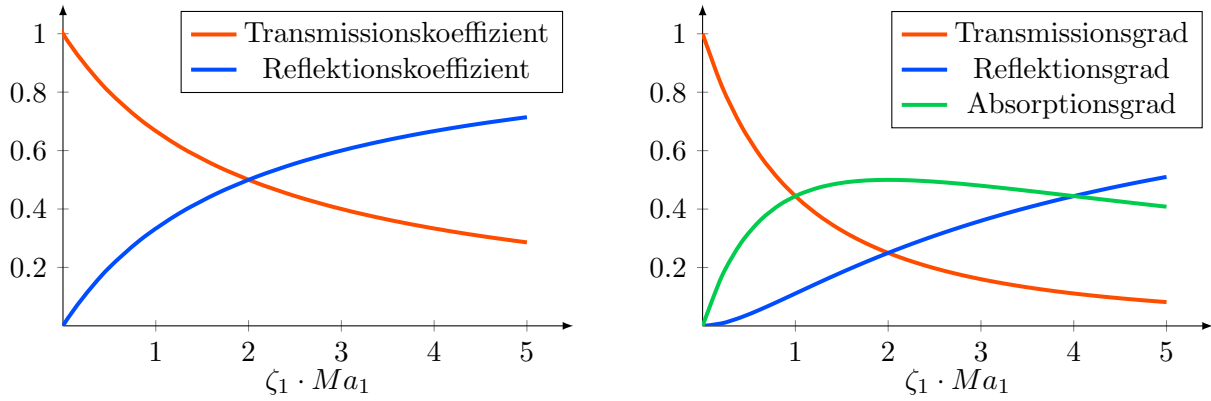


Abb. 2.3: Akustischer Einfluss einer statischen Drossel bei vernachlässigten Trägheitseffekten ( $\Delta p_B = 0$ )

eine quadratische Abhängigkeit von der Bezugsgeschwindigkeit. Eintreffende Geschwindigkeitsmaxima führen bei quasistationärer Betrachtung daher zu einem starken, Geschwindigkeitsminima zu einem geringen Druckverlust. Bei der Betrachtung einer sich ausbreitenden ebenen Schallwelle in einer Rohrleitung sind Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen  $\tilde{p}$  und  $\tilde{c}$  in Phase und über die Schallkennimpedanz  $Z$  proportional zueinander. Durch die Abhängigkeit des Druckverlusts  $\Delta p_V$  von der eintreffenden Geschwindigkeit  $c$  wird das Druckmaximum entsprechend stark und das Druckminimum entsprechend schwach gedrosselt. Die Annäherung der abströmseitigen Druckspitzen kann daher mit zunehmender Drosselung erhöht werden. Dieser grundlegende Zusammenhang beschreibt den Einfluss eines dissipativen Dämpfungselements hinsichtlich der Durchgangsdämpfung [Fuc07]. Der instationäre Trägheitsterm besitzt keinen pulsationsdämpfenden Effekt.

Die vorherigen Ausführungen beziehen sich auf gleichphasige Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen. Durch den Einsatz eines dissipativen Bauteils erfolgt ein lokaler Impedanzsprung. Der lokale Wellenwiderstand  $Z_W$  unmittelbar vor der Drossel ist deutlich größer als die Schallkennimpedanz  $Z$  des Fluids. Dadurch kommt es zu Reflektionen, welche zur Ausprägung von stehenden Wellen in dem vorderen Rohrleitungsabschnitt führen [Mey79]. Daraus resultiert ein sich einstellender Phasenversatz zwischen Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen, welcher über die ebene Wellentheorie beschrieben werden kann. Der grundlegende Dämpfungsmechanismus bleibt dennoch erhalten.

In [Pol10] wird auf Basis der ebenen Wellentheorie das akustische Übertragungsverhalten eines beliebigen Drosselements beschrieben. Hierzu wird eine Übertragungsmatrix genutzt, welche zuström- und abströmseitige Reflektions- und Transmissionkoeffizienten in Abhängigkeit von der lokalen Trägheit und der Dissipation analytisch herleitet, **Abb. 2.3**. Die Transmissions- und Reflektionskoeffizienten beschreiben dabei das Verhältnis der Amplitude der transmittierten bzw. reflektierten Schallwelle zur eintreffenden Schallwelle. Das Produkt aus Verlustbeiwert  $\zeta_1$  und Mach-Zahl  $Ma_1$  ist ein Äquivalent zu dem dissipativen Druckverlust  $\Delta p_V$  über der Drossel. Anhand des Verlaufs des Transmissionskoeffizienten wird bestätigt, dass die Durchgangsdämpfung mit zunehmen-

dem Druckverlust zunimmt. Neben den Amplitudenverhältnissen kann über die energetische Bilanzierung der Transmissions-, Reflektions- und Absorptionsgrad [Mö12] bestimmt werden. Diese werden durch die Verhältnisse der transmittierten, reflektierten und absorbierten (dissipierten) Schallenergie zur eintreffenden Schallenergie berechnet. Die in Abb. 2.3 dargestellten Verläufe verdeutlichen, dass neben der Schalldämpfung durch Dissipation mit zunehmendem Druckverlust auch eine zunehmende Schalldämmung durch Reflektion für eine verbesserte Durchgangsdämpfung sorgt.

Aufgrund der Reflektionscharakteristik besitzt ein dissipatives Dämpfungselement somit auch einen interferenzbasierten Dämpfungseinfluss, welcher von der lokalen Ausprägung der Geschwindigkeitsschwankungen abhängig ist. Insbesondere bei akustischen Resonanzen kann durch die Drosselung im Bereich der maximalen Geschwindigkeitsschwankungen eine erhöhte Pulsationsdämpfung erzielt werden. Neben der Durchgangsdämpfung wird daher häufig auf die Betrachtung der Einfügungsdämpfung [Fuc07] zurückgegriffen. Der Einfluss durch die Reflektionscharakteristik ist jedoch nur ein Resultat des dissipativen Strömungsvorgangs, weshalb die gewählte Einordnung nach dem primären Funktionsprinzip beibehalten wird.

### 2.1.2 Interferenzbasierte Pulsationsdämpfung

Die nachfolgend dargestellten Zusammenhänge und Erläuterungen zur interferenzbasierten Pulsationsdämpfung basieren auf den Inhalten von [Dav54], [Fuc07] und [Mö12]. Bei der vorhin erläuterten Funktionsweise von dissipativen Dämpfungselementen wurde bereits auf die Überlagerung von Schallwellen durch lokale Reflektionen eingegangen. Das sich einstellende Pulsationsniveau in einem Rohrleitungsabschnitt ist dabei von den Phasenbeziehungen der hin- und rücklaufenden Schallwellen abhängig. Akustische Resonanzeffekte in Rohrleitungen resultieren aus der konstruktiven Überlagerung solcher Schallwellen. Bei der interferenzbasierten Pulsationsdämpfung hingegen werden die akustischen Abmessungen so ausgelegt, dass eintreffende Schallwellen destruktiv überlagert werden.

Eine typische Bauform zur Erzielung einer interferenzbasierten Pulsationsdämpfung sind Kammer-Schalldämpfer, **Abb. 2.4**. Diese nutzen Querschnittssprünge, um über lokale Impedanzsprünge gezielt Reflektionen der eintreffenden Schwankungsgrößen zu erzeugen. Das primäre Funktionsprinzip basiert daher auf der Schalldämmung (der Isolation von Schall) und nicht der Schalldämpfung, welche die dissipative Absorption von Schall beschreibt. Reale Strömungen sind jedoch stets irreversibel und somit verlustbehaftet. Daher treten auch bei interferenzbasierten Dämpfungselementen dissipative Vorgänge auf. Insbesondere Schalldämpfereinbauten können dadurch für eine zusätzliche Dämpfung der Schwankungsgrößen sorgen. Da diese Mechanismen ggf. auch bei interferenzbasierter Dämpfung gezielt genutzt werden, ist eine strikte Trennung zwischen dissipativer und interferenzbasierter Dämpfung nicht immer möglich. Daher werden nachfolgend die Schalldämmung als auch die Schallabsorption weiterhin als Schalldämpfung zusammengefasst.

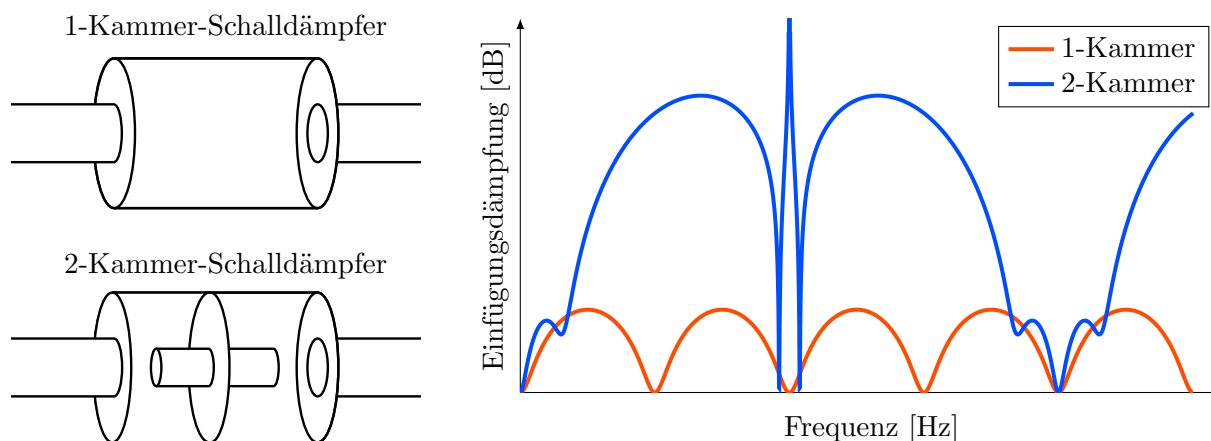


Abb. 2.4: Exemplarische Schalldämpferausführungen und qualitative Einfügungsdämpfung auf Basis der Schalldämmung mit vernachlässigter Schallabsorption [Dav54]

Zur Bewertung der akustischen Wirkung solcher Schalldämpfer wird häufig die Einfügungsdämpfung verwendet. Diese wird durch die Differenz der Schalleistungspegel ohne und mit Schalldämpfer berechnet. Die Einfügungsdämpfung von Schalldämpfern ist frequenzabhängig, woraus eine stark anwendungsspezifische Auslegung von Schalldämpfern resultiert. Die Einfügungsdämpfung des exemplarisch in Abb. 2.4 dargestellten 1-Kammer-Schalldämpfers wird maßgeblich durch dessen akustische Länge sowie das Flächenverhältnis der Querschnittsprünge beeinflusst. Die über der Frequenz wiederkehrende Dämpfungscharakteristik ist auf das Verhältnis der akustischen Länge des Schalldämpfers zur Wellenlänge des eintreffenden Schalls zurückzuführen. Die höchsten Einfügungsdämpfungen treten bei ungeraden Vielfachen der akustischen Länge gegenüber einem Viertel der Wellenlänge  $\lambda$  des Schalls auf. Im Schalldämpfer kommt es dann zu einer destruktiven Interferenz der hin- und rücklaufenden Schallwellen. Die betragsmäßige Einfügungsdämpfung wird durch die Flächenverhältnisse der Querschnittsprünge bestimmt.

Durch die Ergänzung des Schalldämpfers um zusätzliche Einbauten kann dessen Dämpfungs- und Dämpfungscharakteristik weiter verbessert werden. Der Vergleich der Einfügungsdämpfungen für den 1-Kammer- und den 2-Kammer-Schalldämpfer in Abb. 2.4 zeigt deutlich verbesserte Dämpfungseinflüsse bei gleichen Außenmaßen der Schalldämpfer. Auch bei Mehrkammer-Schalldämpfern ist dabei stets die anwendungsspezifische Auslegung zu berücksichtigen.

Neben Kammer-Schalldämpfern bieten Helmholtz-Resonatoren [Hel63],  $\lambda/4$ -Resonatoren [Qui66] oder bspw. Herschel-Quincke-Rohre [Joh33], [Qui66] ebenfalls die Möglichkeit auf Basis von destruktiver Interferenz Pulsationen zu dämpfen, vgl. Abschnitt 2.2.2.

## 2.2 Statische Systeme

Statische pulsationsdämpfende Systeme zählen historisch zu den ersten realisierten Pulsationsdämpfern. Sie haben sich in unterschiedlichsten Maschinen und Anlagen bereits bewährt. Nachfolgend werden die gesammelten Untersuchungserkenntnisse und Ausführungsformen der beiden Dämpfungsansätze zusammenfassend erläutert.

### 2.2.1 Dissipative Pulsationsdämpfung

Unter den dissipativ arbeitenden Systemen zur Pulsationsdämpfung werden jegliche Bauformen von Drossel-elementen verstanden. Eines der ersten bewusst zur Pulsationsdämpfung eingesetzten Drossel-elemente ist die einfache Lochblende. Deren ursprünglicher Einsatzzweck war die Durchflussmessung über das Wirkdruckverfahren. Gegen 1890 setzte Forrest M. Towl Messblenden zur Durchflussmessung an einer Erdgasleitung in Columbus (Ohio) ein [OC35]. Um im folgenden eichfähige Messungen durchführen zu können, wurde das Verfahren bereits um die Jahrhundertwende zwischen dem 19. und 20. Jahrhundert in der DIN 1952 [DIN48] normiert. Neben stationären Untersuchungen wurden unter anderem von Richardson [Ric28] und Schlenkhoff [Sch91] auch instationäre Untersuchungen bzgl. des dynamischen Differenzdruckes und der Berücksichtigung von Trägheitseffekten durchgeführt. Anhand der gesammelten Erkenntnisse wurde 1995 die EN ISO 5167-1 [DIN04a] bzw. EN ISO 5167-2 [DIN04b] für das stationäre und 1974 die ISO TR 3313 [ISO98] für das instationäre Betriebsverhalten von Blenden eingeführt.

Die Untersuchungen zur Durchflussmessung haben erste Erkenntnisse hinsichtlich der physikalischen Zusammenhänge bei Blendenströmungen geliefert. Der akustische Einfluss von Blenden wurde darauf aufbauend unter anderem von Cummings [Cum84] und später von Dickey [Dic98] untersucht. Dickey's Untersuchungen ermöglichten hier eine gezieltere Bestimmung des Übertragungsverhaltens der Blende durch die Bestimmung der hin- und rücklaufenden Schallwellen vor und hinter der Blende. Unter Berücksichtigung eines ebenfalls integralen Ansatzes für eine äquivalente Ersatzlänge  $l_E$  des instationären Trägheitsterms wird dort eine leicht abgewandelte Form zur Beschreibung der integralen Impulserhaltung (vgl. Gl. 2.2) verwendet. Der wesentliche Unterschied liegt in der abweichenden Formulierung für den Verlustterm. Dieser besitzt bei Dickey [Dic98] eine lineare Abhängigkeit von der lokalen Strömungsgeschwindigkeit anstatt dem aus strömungstechnischer Sicht für größere Reynoldszahlen gerechtfertigten quadratischen Zusammenhang. Für niedrige Schalldruckpegel ( $L_p \leq 135dB$ ) kann dieser linearisierte Dämpfungseinfluss bei der ebenen Wellengleichung berücksichtigt werden. Polifke [Pol10] greift diese Linearisierung ebenfalls auf und ermöglicht die analytische Beschreibung der pulsationsdämpfenden Wirkung. Diese ist gemäß dem linearisierten Ansatz abhängig von der lokalen Mach-Zahl und dem Verlustbeiwert, vgl. Abb. 2.3.

Während die Untersuchungen von Dickey anwendungsoffen ausgelegt waren, hat sich van Lier [Lie07] mit den pulsationsdämpfenden Eigenschaften unterschiedlicher Drosselkonturen auseinan-

dergesetzt. Seine Untersuchungen sollten die Unterschiede hinsichtlich des Dämpfungsverhaltens von Einlochblenden zu Mehrlochblenden herausstellen. Es zeigt sich, dass das grundlegende Dämpfungsverhalten der unterschiedlichen Drosselgeometrien nahezu ausschließlich vom bleibenden Druckverlust bestimmt wird. Diese Ergebnisse decken sich somit mit der analytisch hergeleiteten Abhängigkeit von der Mach-Zahl und dem Verlustbeiwert. Trägheitseffekte können für einen tieffrequenten Anwendungsbereich nach van Lier vernachlässigt werden. Für höherfrequente Pulsationen konnte im Rahmen der Untersuchungen ein vorteilhafter Dämpfungseinfluss durch Mehrlochblenden festgestellt werden.

Weitere unterschiedliche Ausführungsformen mit mehreren Durchflussbohrungen wurden u. a. von Hantke [Han64], Zikesch [Zik65], Schultz [Sch86] und Kötter [Köt95] realisiert. Bei Zikesch und Kötter werden die Bohrungen in Form von Venturidüsen ausgeführt. Die Auslegung der jeweils engsten Strömungsquerschnitte orientiert sich dabei an dem zu erwartenden Durchsatz. Nach Zikesch wird die Kontur so ausgelegt, dass eine nahezu verblockte Strömung vorliegt. Daraus soll eine verbesserte Dämpfung der Pulsationen in axialer Richtung aufgrund der erhöhten Strömungsgeschwindigkeit in den Düsen sowie einer verringerten Schallabstrahlung durch den Ausströmvorgang aus den düsenförmigen Bohrungen resultieren.

In der heutigen Zeit rücken statische, dissipativ dämpfende Drosselemente nur noch selten in einen Forschungsfokus. Aktuelle Arbeiten nutzen eher die bisher gesammelten Erkenntnisse und berücksichtigen diese über geeignete Modellierungsansätze bei der Auslegung und Analyse diverser Anwendungsbereiche. Beispielhaft für einen entsprechenden Anwendungsbereich sind die Untersuchungen von Scarpato [Sca12], [Sca13] hinsichtlich des Einflusses dämpfender Lochbleche auf das akustische Übertragungsverhalten von Interferenzschalldämpfern zu benennen.

### 2.2.2 Interferenzbasierte Pulsationsdämpfung

Interferenzbasierte Lösungsansätze zur Pulsationsdämpfung besitzen einen wesentlichen Vorteil gegenüber dem dissipativen Dämpfungsansatz - sie erzeugen keinen bzw. einen deutlich geringeren bleibenden Druckverlust. Auf der Gegenseite benötigen sie ein nicht zu vernachlässigendes zusätzliches Bauvolumen und besitzen ein stark frequenzselektives Dämpfungsverhalten. Unabhängig von deren Gestalt basieren alle nachfolgend erörterten Dämpfer auf dem Prinzip der destruktiven Interferenz. Das bedeutet, dass deren Reflektionscharakteristik dafür sorgt, dass einer einfallenden Schallwelle eine idealerweise um  $180^\circ$  versetzte gegenphasige Welle überlagert wird. Im Idealfall führt dieses zu einer vollständigen Auslöschung der Schwankungsgrößen entlang der ursprünglichen Ausbreitungsrichtung. Eine Übersicht über die grundlegenden Bauformen ist **Abb. 2.5** zu entnehmen.

Der Helmholtz-Resonator stellt einen der ersten dokumentierten akustischen Resonatoren dar und wurde 1859 von Helmholtz entwickelt. Der ursprüngliche Einsatzzweck war jedoch nicht zur Pulsationsdämpfung gedacht, sondern zur Verstärkung eines zu filternden Grundtons aus einem Klang-

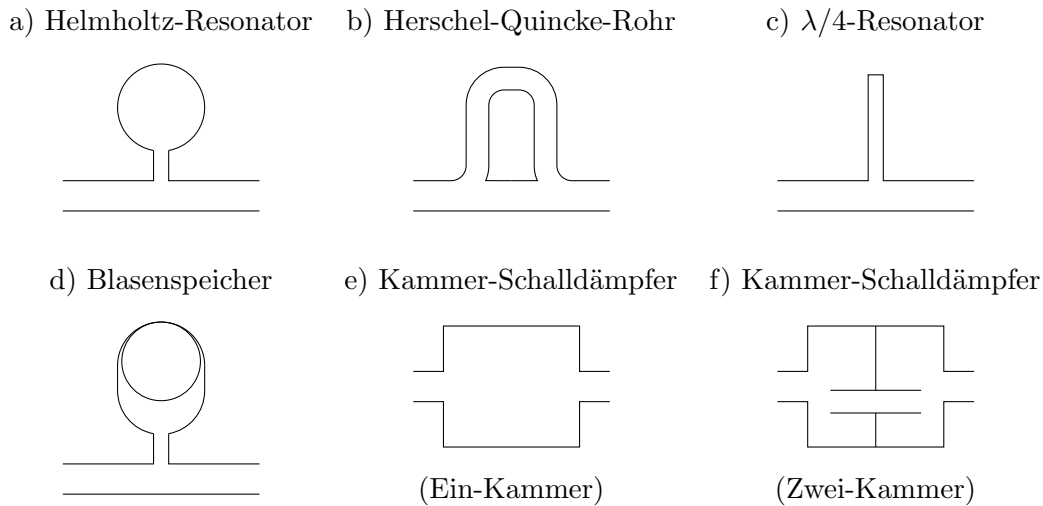


Abb. 2.5: Übersicht des Standes der Technik zu statischen Interferenzdämpfern

bild [Hel63]. Das Grundprinzip des Resonators lässt sich mit Analogien aus der Strukturdynamik - alternativ auch aus der Elektrotechnik - erklären. Das Fluid innerhalb des großen Volumens besitzt eine gewisse Kompressibilität und stellt somit aus strukturdynamischer Sicht eine Steifigkeit dar. Die Fluidmasse im Bereich des Resonatorhalses besitzt eine gewisse Trägheit. Der Quotient aus Steifigkeit und Trägheit entspricht dem Quadrat der Eigenfrequenz des Resonators, bei welcher die entsprechende Pulsationsdämpfung optimal wirkt. Diese ist nur von der Schallgeschwindigkeit des Mediums, die aus der fluidspezifischen Kompressibilität resultiert, und den geometrischen Abmessungen des Helmholtz-Resonators abhängig.

Der Betriebsbereich eines Helmholtz-Resonators ist sehr schmalbandig. Außerhalb der Eigenfrequenz besitzt dieser keine nennenswerte pulsationsdämpfende Wirkung. Weiterführende Untersuchungen zu Helmholtz-Resonatoren haben sich unter anderem mit Reibungseffekten und dem Einfluss unterschiedlicher geometrischer Ausführungen beschäftigt [Dav54], [Kim10], [Lup12]. Die gesammelten Erkenntnisse und erarbeiteten Berechnungsmethoden ermöglichen heutzutage eine sehr präzise Auslegung von Helmholtz-Resonatoren und die dazugehörige Bestimmung des resultierenden Übertragungsverhaltens. Ein wesentlicher Nachteil im Hinblick auf niedrige Pulsationsfrequenzen ist das benötigte Resonatorvolumen, welches quadratisch reziprok von der zu dämpfenden Frequenz abhängt.

Das sogenannte Herschel-Quincke-Rohr kann ebenfalls als Pulsationsdämpfer genutzt werden. Die grundlegende Idee für dessen Aufbau hatte Herschel bereits 1833 [Joh33]. Realisierbare Ansätze zur Ausführung wurden jedoch erst später von Quincke vorgestellt [Qui66]. Die destruktive Interferenz wird beim Herschel-Quincke-Rohr über unterschiedliche Laufzeiten von Schallwellen durch zwei benachbarte Rohre realisiert. Die Rohrlängen müssen sich um eine halbe Wellenlänge oder höherharmonische ungerade Vielfache der halben Wellenlänge unterscheiden, um sich gegenseitig auszulöschen. Aktuelle Forschungsaktivitäten beziehen sich hierbei auf konkrete Anwendungsfälle und effiziente Modellierungsansätze [Poi11], [Per14]. Der wesentliche Nachteil von Herschel-Quincke-



Rohren ist die benötigte Längendifferenz und die schmalbandige Dämpfungscharakteristik. Insbesondere für tieffrequente Pulsationen ist deren vorteilhafter Einsatz somit aufwendig und als begrenzt einzustufen.

$\lambda/4$ -Resonatoren stellen eine weitere Ausführungsform von Interferenzdämpfern dar. Sie bestehen aus einem einfachen Rohrleitungsabzweig, dessen Länge so gewählt wird, dass diese einem Viertel der Wellenlänge entspricht. Durch die Reflektion der einfallenden Schallwelle am schallharten Ende ergibt sich eine Lauflänge innerhalb des Resonators von  $\lambda/2$ . Analog zum Herschel-Quincke-Rohr folgt daraus eine destruktive Interferenz in der Rohrleitung, welches u. a. von Quincke bereits zur Mitte des 19. Jahrhunderts beschrieben wird [Qui66]. Da das grundsätzliche Prinzip relativ einfach ist, zielen aktuelle Untersuchungsinteressen auf konkrete Anwendungen ab [Sve98], [How14b].  $\lambda/4$ -Resonatoren haben ebenfalls einen sehr schmalen Dämpfungsbereich und benötigen für tieffrequente Schwankungen große Rohrleitungslängen. Ihre grundsätzliche Betriebscharakteristik und der benötigte Bauraum sind somit mit denen des Helmholtz-Resonators und des Herschel-Quincke-Rohres vergleichbar.

Eine neben der interferenzbasierten Dämpfung auch dissipativ arbeitende Dämpfereinheit stellt der Blasenspeicher dar. Dieser geht auf das Jahr 1938 zurück und wurde ursprünglich als Energiespeicher innerhalb des Propellers von Flugzeugen eingesetzt [Jea43]. Heutzutage wird dieser standardgemäß in einer Vielzahl von hydraulischen Anwendungen zur Dämpfung von Lastspitzen und damit einhergehenden Pulsationen eingesetzt. Blasenspeicher basieren in der Regel auf einem mit dem Betriebsfluid gefüllten Behälter, in dem eine mit Gas gefüllte, Druck beaufschlagte Blase platziert ist. Durch die Kompressibilität des Gases und die Elastizität der Membran werden Druckschwankungen aufgenommen und gedämpft. Aktuelle Forschungsvorhaben beschäftigen sich beispielsweise mit anderen Ausführungsformen von membranbasierten Dämpfungseinheiten [Hua09] oder der Optimierung von Membrankonturen für spezielle Einsatzzwecke von Blasenspeichern [Kim13].

Die Erfindung des Kammer-Schalldämpfers geht auf Hiram Percy Maxim und das Jahr 1908 zurück [Max09]. Der damalige Einsatzzweck des Schalldämpfers war die Reduktion des Knalls bei Gewehren. Dieser nutzte eine Kombination aus interferenzbasierten und dissipativen Effekten zur Schallminderung. Kammer-Schalldämpfer mit einer gezielt dissipativen Ausführung werden häufig als Absorptionsschalldämpfer bezeichnet. Dabei wird in der Regel zusätzliches Absorbermaterial genutzt, um die vorhandene Schallenergie in Wärme zu wandeln. Bei tieffrequenten Schwankungsgrößen überwiegt allerdings der interferenzbasierte Dämpfungseffekt, welcher die Einordnung bei den interferenzbasierten Pulsationsdämpfern rechtfertigt. Deren Dämmungs- und Dämpfungscharakteristik wird vor allem durch die lokalen Querschnittssprünge in Kombination mit den akustischen Längen innerhalb des Kammer-Schalldämpfers beeinflusst. Die Kombination von mehreren Schalldämpferkammern sowie Strömungswiderständen bzw. Führungselementen und Absorbermaterialien haben zusätzlichen Einfluss auf das Dämpfungsverhalten. Insbesondere im Laufe des 20. Jahrhunderts wurde eine Vielzahl von unterschiedlichen Ausführungsformen für unterschiedliche Anwendungen realisiert und hinsichtlich des grundlegenden Betriebsverhaltens bspw.

in [Dav54], [Zik69], [Weg73], [Lee93] untersucht. Aktuelle Forschungsschwerpunkte beziehen sich auf die Erarbeitung geeigneter Modellierungsansätze zur Auslegung von kombinierten Schalldämpfern mit Absorptionsmaterialien, bspw. in [Yan15], [Bra16].

Eine weitere Möglichkeit der interferenzbasierten Pulsationsdämpfung stellen mechanische Resonatoren dar. Diese können ebenfalls in Rohrleitungssystemen eingesetzt werden und basieren auf einem Resonator Kolben, welcher als Ein-Massen-Schwinger fungiert. Der für die Pulsationsdämpfung nutzbare Betriebsbereich ist dabei stark an dessen Eigenfrequenz gekoppelt und daher schmalbandig. Einsatzbereiche sind u. a. bei mobilen Hydraulikanwendungen zu finden [Gao13].

## 2.3 Adaptive und aktive Systeme

Die Unterteilung adaptiver und aktiver Systeme kann in Analogie zu den statischen Systemen ebenfalls über die beiden physikalischen Wirkprinzipien erfolgen. Adaptive Ausführungen von Dämpfungssystemen können insbesondere bei veränderlichen Betriebsbedingungen einen Mehrwert gegenüber statischen Systemen generieren.

### 2.3.1 Dissipative Anpassung

Bei dissipativen adaptiven Systemen kann zudem ein weiteres Unterscheidungsmerkmal für das Dämpfungsprinzip eingeführt werden: die Unterscheidung über den bereits erwähnten Zeithorizont der Veränderung der charakteristischen Dämpfungseigenschaft. Bei dynamischen Systemen erfolgt eine Anpassung dämpfungsrelevanter Eigenschaften innerhalb einer Schwankungsperiode. Bei trägen Systemen erfolgt die Anpassung innerhalb größerer Zeitskalen als Anpassung an den jeweiligen Betriebspunkt.

#### Dynamische Adaptation

Ansätze für die dynamische Änderung der dissipativen Dämpfungscharakteristik werden bis dato meist von der Industrie aufgegriffen. Fuhrmann [Fuh94] hat bspw. einen aktiv ansteuerbaren Kolben entwickelt, welcher in einem Schalldämpfer platziert wird. Durch gezielte Drosselung der eintreffenden Druckschwankungen soll bereits vor dem Eintritt in den Schalldämpfer eine Pulsationsminderung erfolgen. Einen ähnlichen Ansatz wählt Füßer [Fü00] in dem er eine rotierende Scheibe in den Ansaugtrakt eines Verbrennungsmotors platziert, dessen Drehfrequenz sich der Motordrehzahl aktiv anpasst. Die resultierende, periodische Querschnittsverengung soll die eintreffenden Schallwellen durch die dynamische Veränderung des Verlustbeiwertes ebenfalls entsprechend dämpfen.

Howard [How16] hat einen ähnlichen Ansatz gewählt, bei dem über die translatorische Anregung eines elektrodynamischen Schwingerregers eine Regelklappe im Abgaskanal eines Verbrennungsmotors rotatorisch oszilliert. Über diesen Ansatz konnte für den betrachteten Betriebspunkt die Grundfrequenz des Ausschiebevorgangs bei 120 Hz um 15 dB und die zweite Harmonische um 7 dB reduziert werden. Ein dauerhafter Betrieb der aktiven Regelklappe war jedoch nicht möglich. Aus der großen Trägheit der Regelklappe und den benötigten Auslenkungen für eine effektive Drosselung resultieren zu große Kräfte, welche zum mehrfachen Versagen der Hebelkinematik führten.

### **Träge Adaptation**

Betriebspunktabhängige Drosselelemente werden aufgrund ihres grundsätzlich identischen Betriebsverhaltens zu statischen Drosselementen kaum wissenschaftlich untersucht. Lösungen für anpassbare Drosselelemente sind bspw. bei Sakuma [Sak98] und Adair [Ada15] zu finden. Insbesondere Adairs querschnittsveränderliches Drosselement wurde speziell für tieffrequente Pulsationen ausgelegt und kann unter anderem an Kolbenverdichtern eingesetzt werden.

### **2.3.2 Interferenzbasierte Anpassung**

Bei den interferenzbasierten Systemen kann ebenfalls die Unterscheidung zwischen dynamischen und trägen Adaptationsmechanismen getroffen werden. Unter dynamischen Systemen werden hier jedoch aktive Systeme, die über das Prinzip des Antischalls Gegenschwankungen selbst induzieren, verstanden. Träge Systeme passen wiederum ihr Übertragungsverhalten betriebspunktabhängig an.

### **Dynamische Adaptation**

Der Stand der Technik bzgl. aktiven Antischallmaßnahmen für Rohrleitungen wird unter anderem von Goenechea [Goe06], [Goe07] dargestellt. Dieser zeigt am Beispiel von Hydraulikleitungen die unterschiedlichen Möglichkeiten, um Antischall mit dem eintreffenden Schall zu überlagern. Er unterscheidet dabei zwischen Maßnahmen des direkten Prinzips und des Verdrängerprinzips sowie dem aktiven Widerstand (entspricht einem dissipativen aktiven Dämpfungsmechanismus vgl. Abs. 2.3.1). Das direkte Prinzip basiert auf der Zufuhr eines Volumenstroms bei einem Druckminimum oder dem Abführen eines Volumenstroms bei einem Druckmaximum. Pan [Pan14] hat das direkte Prinzip ebenfalls untersucht und für Frequenzen bis 120 Hz bereits erfolgreich angewandt. Das Verdrängerprinzip basiert auf einem zusätzlichen Kolbenvolumen, dessen aktive Positionsänderung die Druckschwankungen ausgleichen soll. Der erfolgreiche Einsatz ist bis dato jedoch nur bei geringen Schwankungsgrößen möglich [Koj93], [Yok96].

Neben Hydraulikanwendungen ist der Einsatz von Antischall auch bei Abgasanlagen von Kraftfahrzeugen vermehrt in den Forschungsfokus gerückt [Jay94], [Krü10]. Dabei werden unterschiedliche Steuerungs- und Regelungsalgorithmen angewendet, um auf Basis von Schalldruckmessungen im Abgaskanal oder betriebspunktbezogenen Kennfeldern eine Schallreduktion zu erzielen.

### Träge Adaptation

Die aktive betriebspunktabhängige Anpassung von Interferenzdämpfern lässt sich grundsätzlich über beliebige geometrische Veränderungen durchführen. De Bedout [Bed97] realisiert eine solche Variation bspw. durch die aktive Änderung des Resonatorvolumens bei einem Helmholtzresonator. Howard [How14a] hingegen erarbeitet eine konstruktive Ausführung für die Längenvariation in einem  $\lambda/4$ -Resonator und ermöglicht somit ebenfalls die Anpassung an eine zu dämpfende Pulsationsfrequenz.

## 2.4 Adaptive und passive Systeme

Zur Realisierung adaptiver und passiver Systeme ist die Identifikation eines nutzbaren Adaptionsprinzips unerlässlich, da die für die Anpassung der charakteristischen Dämpfungseigenschaft notwendige Kraft bzw. Energie dem Prozess selbst entnommen werden muss. Dynamische Ausführungen einer adaptiven und passiven Gestaltung von pulsationsdämpfenden Systemen sind bisher nicht bekannt. Der aufzuzeigende Stand der Technik beinhaltet somit nur träge Systeme.

### 2.4.1 Dissipative Anpassung

Dissipativ arbeitende und adaptiv gestaltete Dämpfungselemente sind bspw. durch Blumhardt [Blu88] und die Mann + Hummel GmbH [Man06] entwickelt worden, **Abb. 2.6**. Beide Patente basieren auf adaptiv durch den Durchsatzmassenstrom geregelte Drosselklappen, welche für den Einsatz im Ansaugbereich von Verbrennungsmotoren entwickelt wurden. Bei Vollast wird ein großer Volumenstrom benötigt und die Luft soll möglichst ungehindert in den Motor strömen. Bei Blumhardt [Blu88] wird hierzu ein statischer Druck im Ansaug- oder Abgastrakt abgegriffen, über den die Position des Stellgliedes (26) geregelt wird. Bei der Mann + Hummel GmbH hingegen wird die Drosselklappe direkt über den lokalen Strömungsimpuls geöffnet. Für Teillastbereiche stehen bei beiden Ausführungsformen nur Teilquerschnitte zur Verfügung um den Motor mit genügend Frischluft zu versorgen. In diesem Bereich wird die saugseitige Schallausbreitung in die Umgebung über die variablen Drosselemente somit gedämpft.

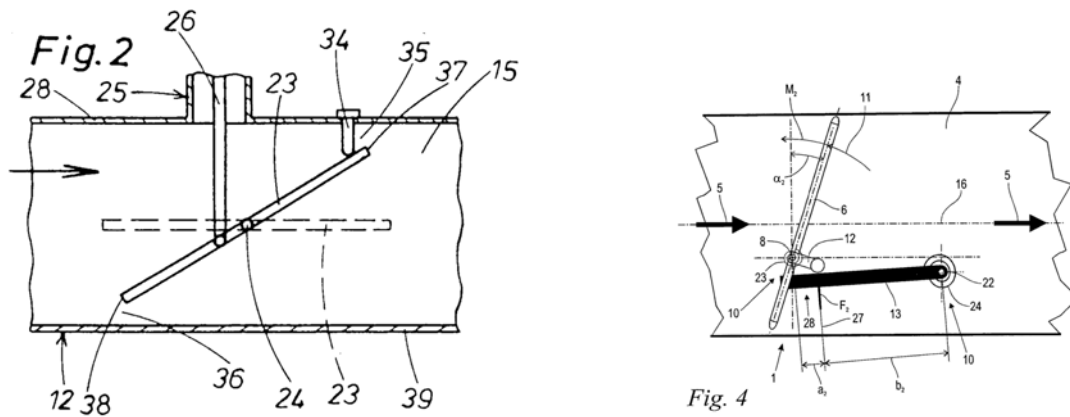


Abb. 2.6: Aufbau der adaptiven Drosselklappen nach Blumhardt [Blu88] (links) und der Mann + Hummel GmbH [Man06] (rechts)

Rösners adaptives Dämpfungselement zur Schaltung unterschiedlicher Drosselstellungen bezieht sich hingegen auf hydraulische Anwendungen [Rö07]. Die Adaptation des Drosselventils basiert auf dessen druckbeaufschlagtem Schaltkolben, **Abb. 2.7**.

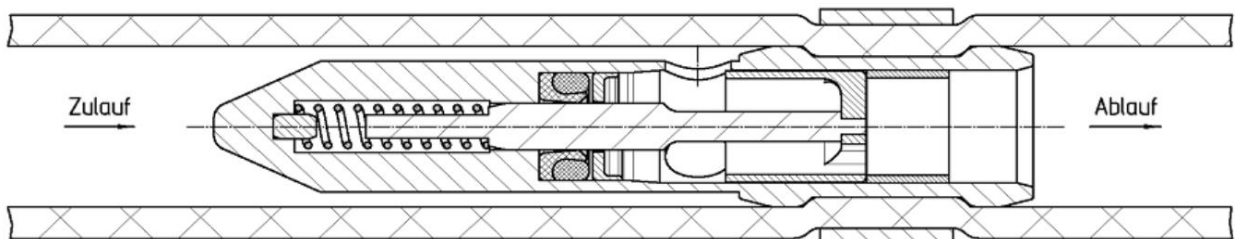


Abb. 2.7: Aufbau der druckabhängigen Schalthdrossel nach Rösner [Rö07]

Dieser wird mit einer Druckfeder vorgespannt, welche somit maßgeblich die Charakteristik des Drosselventils bestimmt. Die resultierende aus Federkraft und Druckkraft führt zu der gewünschten druckabhängigen Drosselstellung. Das Ventil wurde an einem automobilähnlichen Aufbau untersucht und stellt eine zielführende Maßnahme zur lastadaptiven Pulsationdämpfung für hydraulische Anwendungen dar. Die Schalthdrossel wird dabei bewusst träge ausgelegt, da eine dynamische Anpassung des Drosselverhaltens für die Anwendung nicht vorgesehen war.

## 2.4.2 Interferenzbasierte Anpassung

Ein Beispiel für einen interferenzbasierten adaptiven und passiven Pulsationsdämpfer ist bei Esser [Ess94], [Ess96] zu finden. Dieser entwickelte einen hydropneumatischen Pulsationsdämpfer, dessen

Funktionsprinzip auf der Kombination eines Blasenspeichers mit einer zusätzlichen Drossel basiert, **Abb. 2.8.**

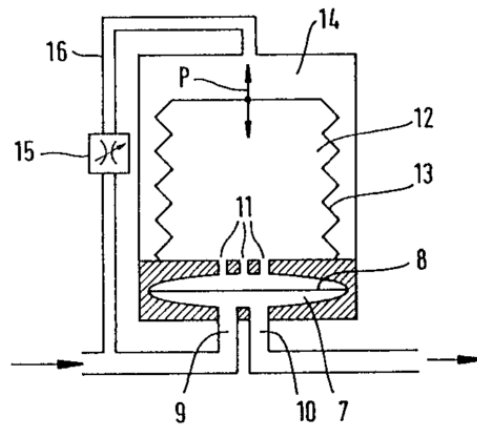


Abb. 2.8: Aufbau des hydropneumatischen Pulsationsdämpfers nach Esser [Ess94]

Dabei entspricht das Volumen (12), welches durch die Membran (8) und ein weiteres flexibles Trennorgan (13) der kompressiblen Blase eines Blasenspeichers. Dieses besitzt neben der druckabhängigen Steifigkeit eine erhöhte Dämpfung durch die zusätzliche Drosselstelle (11). Die Adaptation des Systems basiert auf der Anpassung des Drucks innerhalb der Blase durch die Beaufschlagung des Trennorgans (13) mit dem mittleren Anlagendruck über die angrenzende Drossel (15). Das Prinzip entspricht somit der trägen Anpassung des adaptiven Dämpfers an unterschiedliche Betriebspunkte.

Grundsätzlich ähnelt der adaptive Mechanismus einem als passives System eingestuften Blasenspeicher. Die Einordnung als adaptives System wird hier dadurch gerechtfertigt, dass eine gezielte Adaptation an den Betriebspunkt erfolgt. Dieses ist bei der üblichen Ausführung von Blasenspeichern nicht gegeben. Dynamische adaptiv und interferenzbasiert arbeitende Pulsationsdämpfer sind bis dato nicht bekannt.

## 2.5 Abgeleiteter Bedarf

Anhand der bestehenden Ansätze zur Pulsationsdämpfung kann eine Vielzahl der auftretenden Probleme mit erhöhtem Pulsationsniveau bereits zielführend gelöst werden. Insbesondere bei den statischen Dämpfungsmaßnahmen wirken sich jedoch die zu berücksichtigenden Kompromisse bei der Umsetzung und Implementierung von Dämpfungsmaßnahmen nachteilig aus. Bei der dissipativen Pulsationsdämpfung sind stets die bleibenden Druckverluste und die zunehmenden Betriebskosten aufgrund des erhöhten Energiebedarfs zu berücksichtigen. Bei den interferenzbasierten Ausführungen begrenzen hingegen das erforderliche Bauvolumen und die damit einhergehenden Investitionskosten das

erzielbare Dämpfungsverhalten. Ansätze zur aktiven adaptiven Pulsationsdämpfung wirken diesem Interessenskonflikt entgegen. Aktive Maßnahmen haben jedoch den wesentlichen Nachteil, dass zusätzliche Fremdenergie dem Dämpfungssystem zugeführt werden muss. Neben der damit einhergehenden Komplexität erfordern diese Maßnahmen insbesondere bei explosionsgefährdeten Bereichen bzw. Anwendungen erhöhte Aufmerksamkeit. Bei der Gestaltung passiver adaptiver Systeme hingegen stellen nutzbare Funktionsprinzipien für die Adaptation die größte Herausforderung dar. Diese konnten bisher sowohl auf Seiten der Dissipationsdämpfer als auch der Interferenzdämpfer nur in trägen Ausführungsformen realisiert werden.

Auf Seiten der Dissipationsdämpfer zeigt sich zudem, dass die statische Anpassung der Drosselcharakteristik zu keiner grundlegenden Verbesserung des Betriebsverhaltens führt. Sie ermöglicht es lediglich, in unkritischen Bereichen geringe Druckverluste zu realisieren. Für die kritischen Betriebsbereiche wird dennoch eine große Drosselwirkung für eine ausreichende Pulsationsdämpfung benötigt. Dieser weiterhin bestehende Nachteil ließe sich durch eine dynamische Ausführung vermutlich deutlich reduzieren. Entsprechende Ansätze zur Realisierung eines passiven dynamischen Systems auf Basis dissipativer Pulsationsdämpfung liegen bis heute jedoch nicht vor.

Aus dieser Feststellung lässt sich ein Bedarf hinsichtlich einer dynamischen, dissipativ arbeitenden, adaptiven und passiven Pulsationsdämpfereinheit ableiten. Durch Konkretisierung dieses Anforderungsprofils an eine PDE kann der abgeleitete Bedarf zielführend gedeckt werden:

- Verbessertes Dämpfungsverhalten gegenüber bestehenden dissipativen Pulsationsdämpfern - verbesserter Kompromiss zwischen Pulsationsdämpfung und bleibendem Druckverlust
- Dynamische Adaptation an die vorliegende Pulsationssituation
- Keine Zufuhr von Fremdenergie

Um diesem Anforderungsprofil zu entsprechen, wird nachfolgend die weitere Vorgehensweise zur erfolgreichen Realisierung einer bedarfsdeckenden adaptiven und passiven PDE vorgestellt.





### 3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Anhand des in Kapitel 2 vorgestellten Standes der Technik wird der Bedarf nach einer verbesserten dissipativ arbeitenden PDE ersichtlich. Das primäre Forschungsziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer dynamischen, dissipativ arbeitenden, adaptiven und passiven PDE für den Einbau in Rohrleitungssystemen. Durch Differenzierung des primären Forschungsziels in einzelne Teilziele kann ein zielgerichteter Forschungsfortschritt fokussiert werden:

1. Erarbeitung eines adaptiven Funktionsprinzips zur Realisierung einer adaptiven und passiven PDE mit dynamischem Dämpfungsverhalten
2. Konzeptionierung und Ausarbeitung der adaptiven und passiven PDE (Prototyp)
3. Messtechnische Untersuchung des Betriebsverhaltens der adaptiven und passiven PDE (Prototyp)
4. Abbildung des Betriebsverhaltens mit Hilfe numerischer Verfahren
5. Aufzeigen möglicher Einsatzgrenzen
6. Erarbeiten von Optimierungsansätzen und einer Auslegungsprozedur

Die Teilziele stellen die Ausgangslage für die in **Abb. 3.1** dargestellte Vorgehensweise bei diesem Forschungsvorhaben dar. Der erarbeitete Stand der Technik dient im Rahmen der Hinführung als wesentliche Ausgangsbasis für die Neuentwicklung einer PDE.

Bei den Grundlagen wird zunächst das physikalische Verhalten von akustischen Vorgängen in Rohrleitungen erläutert. Daraufhin soll ein geeignetes dissipatives Funktionsprinzip erarbeitet und analytisch beschrieben werden, welches die geforderten Verbesserungen gegenüber statischen Drossel-elementen dokumentiert. Zudem wird bei den Voruntersuchungen der Versuch unternommen, einen idealen dissipativen Pulsationsdämpfer zu definieren.

Im Kern der Arbeit werden die Teilziele 2 bis 6 behandelt. Auf Basis des ermittelten Funktionsprinzips wird eine adaptive und passive PDE mit dynamischen Dämpfungseigenschaften konzipiert. Dieses Konzept wird daraufhin ausgearbeitet und mit Hilfe einer Auslegungsvorschrift in eine Konstruktion überführt und realisiert. Anschließend werden messtechnische Untersuchungen zur Bestimmung der Funktionalität der adaptiven und passiven PDE durchgeführt. Dabei werden anhand von strukturdynamischen und strömungsmechanischen Untersuchungen zunächst Erkenntnisse über die Teildisziplinen gesammelt. Diese ermöglichen anschließend die Anpassung der PDE an die zur Verfügung stehenden Untersuchungsbedingungen. Darauf aufbauend kann das Betriebsverhalten der adaptiven

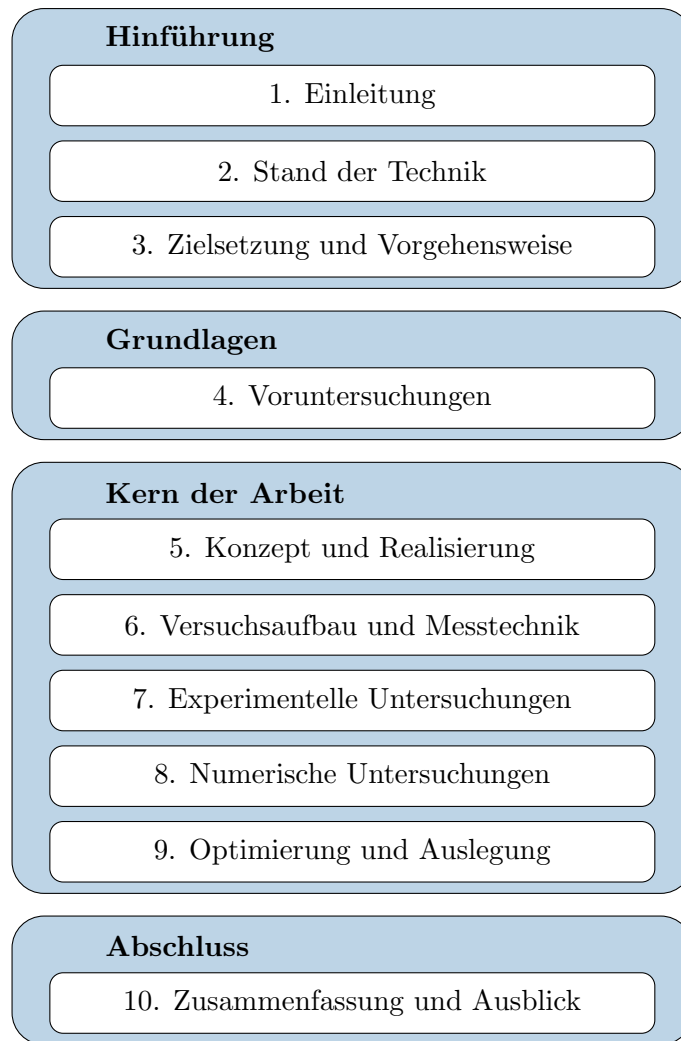


Abb. 3.1: Aufbau der Arbeit

und passiven PDE hinsichtlich der erzielten Pulsationsdämpfung und dem resultierenden Druckverlust experimentell überprüft werden. Im nächsten Schritt wird ein numerisches Verfahren zur Berechnung des systemrelevanten Betriebsverhaltens der PDE vorgestellt. In dieses Verfahren wird der adaptive und passive Funktionsmechanismus der PDE integriert und anhand der Messergebnisse validiert. Im Anschluss daran wird das Betriebsverhalten für beliebige Systeme simuliert und hinsichtlich des verbesserten Dämpfungsverhaltens analysiert. Abschließend werden Optimierungsansätze für die zukünftige Ausführung einer adaptiven und passiven PDE erarbeitet und eine Auslegungsprozedur aufgezeigt.

Anhand der finalen Zusammenfassung werden die gesammelten Erkenntnisse und Ergebnisse aus den Untersuchungen der adaptiven und passiven PDE dargestellt. Der dazugehörige Ausblick fasst noch offen gebliebene Fragestellungen und zukünftige Herausforderungen für den praktikablen Einsatz in realen Anlagen zusammen.

## 4 Voruntersuchungen

Anhand des Standes der Technik wurde der Bedarf an einem neuartigen dissipativ arbeitenden Dämpfungsmechanismus zur Reduktion von Pulsationen in Rohrleitungen erörtert. Darauf aufbauend wird zunächst ein ideales dissipatives Dämpfungsverhalten definiert, welches als Zielverhalten für eine spätere Realisierung betrachtet wird. Unter Kenntnis des Zielverhaltens und auf Basis der ebenen Wellentheorie wird daraufhin ein nutzbares Funktionsprinzip zur Realisierung einer adaptiven und passiven Pulsationsdämpfung hergeleitet.

### 4.1 Definition einer idealen dissipativen Pulsationsdämpfung

Als Ausgangsbasis zur Erarbeitung eines adaptiven Ansatzes zur verbesserten Pulsationsdämpfung wird zunächst ein Zielverhalten definiert. Für die Definition sollen die akustischen Schallkenngrößen Druckschwankung  $\tilde{p}$  und Geschwindigkeitschwankung  $\tilde{c}$  in einer überlagerten Gleichströmung (mittlerer statischer Druck  $\bar{p}$  und mittlere Geschwindigkeit  $\bar{c}$ ) betrachtet werden. Bei den nachfolgenden Ausführungen wird stets davon ausgegangen, dass die Ausbreitung von Pulsationen in Strömungsrichtung unterbunden werden soll. Entsprechend kann unter einem aus pulsationstechnischer Sicht idealen Zustand stromab einer PDE eine stationäre Strömung ohne zeitliche Schwankungen der Druck- und Geschwindigkeitskomponenten verstanden werden. Der statische Druck  $p$  und die Geschwindigkeit  $c$  hinter einer idealen PDE sollten dementsprechend konstant sein, **Abb. 4.1** ( $p(t) = \bar{p} + \tilde{p}(t) = konst.$ ,  $c(t) = \bar{c} + \tilde{c}(t) = konst.$ ). Die Eliminierung der akustischen Schwankungen entspricht einer vollständigen Pulsationsdämpfung.

Neben der eigentlichen Dämpfung der Pulsationen ist der bleibende Druckverlust die zweite Zielgröße. Der mittlere bleibende Druckverlust  $\Delta\bar{p}_V$  sollte im Sinne einer idealen Pulsationsdämpfung minimal sein. Aufgrund des dissipativen Vorgangs kann der statische Druck hinter einer PDE für gleiche Strömungsquerschnitte nicht oberhalb des statischen Eintrittsdrucks liegen. Der geringste mögliche mittlere Druckverlust für konstante mittlere Strömungsbedingungen hinter einer idealen PDE orientiert sich daher am unteren Scheitelwert der eintreffenden Druckschwankungen, vgl. Abb. 4.1. Für harmonische Pulsationen entspricht der minimale mittlere Druckverlust somit der Amplitude der lokalen Druckschwankungen vor der idealen PDE. Abschließend lässt sich diese Definition der idealen dissipativen Pulsationsdämpfung wie folgt zusammenfassen:

*Die ideale dissipative Pulsationsdämpfung entspricht der vollständigen Eliminierung von abströmseitigen akustischen Schwankungen bei einem über den unteren Scheitelwert der lokalen zuströmseitigen Druckschwankungen vorgegebenen mittleren Druckverlust.*

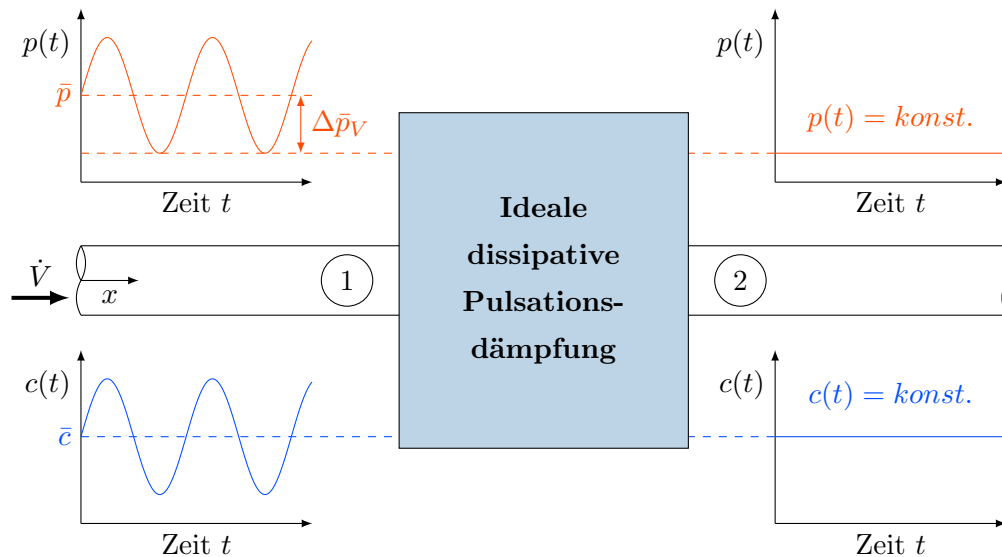


Abb. 4.1: Definition einer idealen dissipativen Pulsationsdämpfung

## 4.2 Ebene Wellentheorie

Zur Beschreibung von Pulsationen kann auf die akustische Wellentheorie zurückgegriffen werden [Mey79]. Ursprünglich wurde diese für die Betrachtung rein akustischer Vorgänge in ruhenden Medien entwickelt. Durch Modifikation des theoretischen Ansatzes kann auch bei überlagerten Gleichströmungen eine hohe Abbildungsgüte erzielt werden. Daher wird diese Theorie im Rahmen dieser Arbeit zur Beschreibung der instationären Strömungszustände genutzt. Um anhand der allgemein gültigen Erhaltungsgleichungen der Strömungsmechanik akustische Zusammenhänge abzuleiten, erfolgt eine Unterteilung der Zustandsgrößen in einen mittleren und einen schwankenden Bestandteil:

- Druck  $p = \bar{p} + \tilde{p}$
- Geschwindigkeit  $c = \bar{c} + \tilde{c}$
- Dichte  $\rho = \bar{\rho} + \tilde{\rho}$
- Temperatur  $T = \bar{T} + \tilde{T}$

Für die Betrachtung von akustischen Vorgängen in Rohrleitungssystemen kann bei Frequenzen unterhalb der cut-on-Frequenz der ersten Quermode auf eindimensionale Zusammenhänge in Form der ebenen Wellentheorie zurückgegriffen werden [Mö12]. Unter der Annahme moderater Schwankungsamplituden können die Erhaltungsgleichungen zusätzlich linearisiert betrachtet werden. Dieses beinhaltet die Vernachlässigung einzelner konvektiver Terme [Mey79]. Für die eindimensionale Kontinuitätsgleichung führt die Vernachlässigung der konvektiven Dichteänderung und die Annahme konstanter Querschnitte  $A$  auf folgende linearisierte Form:

$$\text{allgemein: } \frac{\partial \rho}{\partial t} + c \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{\rho c}{A} \cdot \frac{\partial A}{\partial x} = 0 \quad \rightarrow \quad \text{linearisiert: } \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \bar{\rho} \cdot \frac{\partial \tilde{c}}{\partial x} = 0 \quad (4.1)$$

Die Vernachlässigung der konvektiven Beschleunigung sowie die für Ruhezustände gerechtfertigte Annahme reibungsfreier Zustandsänderungen ( $F_R = 0$ ) führen auf die linearisierte Form der aus Gl. 2.1 bzw. Anhang A.1 abgeleiteten eindimensionalen Impulserhaltung für konstante Querschnitte:

$$\text{allgemein: } \frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{F_R}{\rho \cdot A} \quad \rightarrow \quad \text{linearisiert: } \frac{\partial \tilde{c}}{\partial t} + \frac{1}{\bar{\rho}} \cdot \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x} = 0 \quad (4.2)$$

Anschließend wird die Definition der Schallgeschwindigkeit über den Differentialquotienten des Druckes  $p$  und der Dichte  $\rho$  verwendet:

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho} \quad (4.3)$$

Dadurch können die partiellen Differentialgleichungen in die ebene Wellengleichung überführt werden:

$$\frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial x^2} = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial t^2} \quad (4.4)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung zweiter Ordnung kann für eine konstante Schallgeschwindigkeit analytisch erfolgen. Aus den getroffenen Annahmen und der zusätzlichen Vernachlässigung des konvektiven Energietransports ergeben sich isentrope Zustandsänderungen für akustische Vorgänge [Pie89]. Für ein ideales Gas resultiert daraus folgender Ausdruck für die über eine isentrope Zustandsänderung bestimmte Schallgeschwindigkeit [Sig09]:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (4.5)$$

Für die üblicherweise vernachlässigbaren Temperaturschwankungen  $\tilde{T}$  ist die Schallgeschwindigkeit somit konstant. Eine Fundamentallösung der ebenen Wellengleichung ist die ebene Welle:

$$\tilde{p} = \hat{p} \cdot e^{i\omega t} \cdot e^{\mp ikx} \quad (4.6)$$

Diese basiert auf harmonischen Schwankungen und kann mit Hilfe von Fourierreihen zur Abbildung beliebiger periodischer Schallwellen genutzt werden. Die Lösung der ebenen Welle besitzt eine komplexe Amplitude sowie eine zeit- und eine ortsabhängige Komponente. Die Kreisfrequenz  $\omega$  beschreibt die zeitliche Schwankung des Druckes an einem festen Ort  $x$ . Die Kreiswellenzahl  $k$  beschreibt die örtliche Verteilung der Druckschwankung zu einem definierten Zeitpunkt  $t$ . Diese ist abhängig von der Anregungsfrequenz und der Schallgeschwindigkeit und kann auch über die örtliche Periodenlänge bzw. die Wellenlänge  $\lambda$  ausgedrückt werden:

$$k = \frac{\omega}{a} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (4.7)$$

Bei negativem Vorzeichen breitet sich die Schallwelle in positiver x-Richtung aus, bei positivem Vorzeichen erfolgt die Ausbreitung in negativer x-Richtung. Neben den Druckschwankungen stellen die Geschwindigkeitsschwankungen die zweite wesentliche akustische Schwankungsgröße dar. Dichteschwankungen verhalten sich äquivalent zu den Druckschwankungen. Temperaturschwankungen sind unter der Annahme isentroper Zustandsänderungen vernachlässigbar. Anhand der linearisierten Impulserhaltung (Gl. 4.2) kann ein direkter Zusammenhang, zwischen den Druck- und Geschwindigkeits-

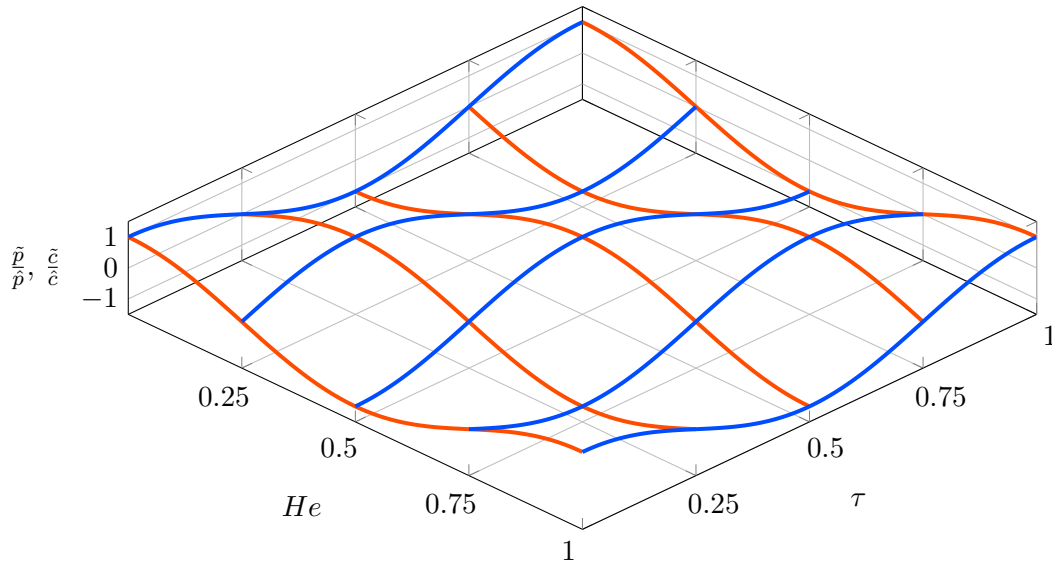


Abb. 4.2: Örtliche und zeitliche Ausbreitung einer harmonischen ebenen Welle

schwankungen ermittelt werden, welcher auch als spezifische Schallkennimpedanz bzw. Wellenwiderstand  $Z$  bezeichnet wird:

$$Z = \frac{\tilde{p}}{\tilde{c}} = \bar{\rho} \cdot a \quad (4.8)$$

Die Schallkennimpedanz hängt von konstanten Parametern ab, Druck- und Geschwindigkeitschwankungen sind daher für eine sich ausbreitende Welle in Phase. Anhand von **Abb. 4.2** soll die räumliche und zeitliche Ausbreitung einer ebenen Welle verdeutlicht werden. Die blauen Kurven entsprechen dabei der zeitlichen Änderung der Schwankungsgrößen an einem Ort und die roten Kurven der örtlichen Verteilung der Schwankungsgrößen zu einem Zeitpunkt. Die Größen werden entdimensioniert in Form der Helmholtz-Zahl ( $He = x/\lambda$ ), dem entdimensionierten Zeitparameter ( $\tau = t/T$ ) und den entdimensionierten Schwankungsgrößen  $\tilde{p}/\bar{p}$  bzw.  $\tilde{c}/\hat{c}$  dargestellt.

Erweitert man den Betrachtungsbereich von akustischen Vorgängen auf die Anwendung bei einer überlagerten Gleichströmung und einer zu berücksichtigenden Dämpfung, so muss der Ansatz der ebenen Wellentheorie angepasst werden. Da die Ausbreitung von akustischen Informationen immer mit Schallgeschwindigkeit relativ zum betrachteten Medium erfolgt, kann die lokale Geschwindigkeit linear mit der Schallgeschwindigkeit überlagert werden. Hierzu wird unter anderem nach [Mey79] auf die Berücksichtigung der Gleichströmung  $\bar{c}$  über die Mach-Zahl ( $Ma = \bar{c}/a$ ) zurückgegriffen. Diese beeinflusst die für die räumliche Ausbreitung des Schalls verantwortliche Wellenzahl  $k$  in Abhängigkeit von der Ausbreitungsrichtung:

$$k_p = \frac{\omega}{a + \bar{c}} = \frac{k}{1 + Ma} \quad \text{bzw.} \quad k_n = \frac{\omega}{a - \bar{c}} = \frac{k}{1 - Ma} \quad (4.9)$$

Für die Schallausbreitung in Strömungsrichtung reduziert sich die Wellenzahl auf  $k_p$ , für die Schallausbreitung entgegen der Strömungsrichtung ergibt sich eine Wellenzahl von  $k_n$ . Bei zunehmendem Gleichströmungsanteil oder größeren Schwankungsamplituden können Dämpfungseffekte nicht weiter

vernachlässigt werden. Für akustische Vorgänge kann hierzu auf einen linearisierten Reibungsterm zurückgegriffen werden:

$$\frac{F_R}{\rho \cdot A} = f_R \cdot \tilde{c} \quad (4.10)$$

Durch Berücksichtigung dieses Reibungsterms in der linearisierten Impulserhaltung (Gl. 4.2) wird die ursprünglich reelle Wellenzahl  $k$  zu einem komplexen Ausdruck erweitert. Die komplexe Ausbreitungskonstante  $\gamma$  berücksichtigt neben der Wellenzahl  $k$  eine zusätzliche Dämpfungskonstante  $\alpha$ :

$$\gamma = ik + \alpha \quad (4.11)$$

Die Dämpfungskonstante  $\alpha$  wird in gleichem Maße wie die Wellenzahl  $k$  von einer Gleichströmung beeinflusst. Eine Mach-Zahl-Korrektur ist hier ebenfalls vorzunehmen:

$$\alpha_p = \frac{\alpha}{1 + Ma} \quad \text{bzw.} \quad \alpha_n = \frac{\alpha}{1 - Ma} \quad (4.12)$$

Die bisherigen Ausführungen haben sich auf die Ausbreitung einer einzelnen ebenen Welle bezogen. In realen Anwendungen kommt es jedoch häufig zur Überlagerung von Schallwellen, welches als Interferenz bezeichnet wird. Diese kann aus mehreren einzelnen Schallquellen oder der Reflektion von Schall an lokalen Impedanzänderungen resultieren. Bei der Überlagerung von hin- und rücklaufenden Wellen  $\hat{p}_e$  bzw.  $\hat{p}_r$  wird die resultierende ebene Welle durch zwei entsprechende Komponenten ausgedrückt:

$$\tilde{p} = (\hat{p}_e \cdot e^{-\gamma_p x} + \hat{p}_r \cdot e^{+\gamma_n x}) \cdot e^{i\omega t} \quad (4.13)$$

$$\tilde{c} = \frac{1}{Z} \cdot (\hat{p}_e \cdot e^{-\gamma_p x} - \hat{p}_r \cdot e^{+\gamma_n x}) \cdot e^{i\omega t} \quad (4.14)$$

Im Gegensatz zu einer durchlaufenden Welle können hier Phasenversätze zwischen Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen durch die unterschiedlichen Richtungskonventionen der Schallschnelle für hin- und rücklaufende Welle auftreten. Um das Reflektionsverhalten eines Rohrleitungsabschnittes näher zu charakterisieren, wird häufig das Verhältnis von reflektierender und einfallender Schallwelle betrachtet, welches dem komplexen Reflektionskoeffizient  $\hat{r}$  entspricht:

$$\hat{r}(x) = \frac{\hat{p}_r \cdot e^{+\gamma_n x}}{\hat{p}_e \cdot e^{-\gamma_p x}} \quad (4.15)$$

Für vernachlässigbare Dämpfungseffekte bleibt dessen Amplitude entlang der Ausbreitungsrichtung  $x$  konstant und nur der Phasenbezug ist ortsabhängig. Die Überlagerung von hin- und rücklaufenden Schallwellen wird als stehende Welle bezeichnet. Mit betragsmäßig zunehmendem Reflektionskoeffizienten nimmt der Stehwellenanteil gegenüber dem durchlaufenden Anteil des Schallfeldes zu. Exemplarisch ist in **Abb. 4.3** das Wellenbild der harmonischen Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen für eine Vollreflektion bei  $He = 1$  mit  $\hat{r} = +1$  dargestellt. Dieses entspricht dem Reflektionsverhalten an einem akustisch geschlossenen Ende. Bei stehenden Wellen prägen sich lokale Druck- und Geschwindigkeitsmaxima aus. Diese sind zueinander sowohl örtlich als auch zeitlich um eine Viertel Orts- bzw. Zeitperiode verschoben.

Die einseitige Vollreflektion führt zu lokalen Verdopplungen der Druck- und Schnelleamplituden. Sofern es an beiden Enden eines Rohrleitungsabschnitts zu Reflektionen kommt, können die Amplituden der hin- und rücklaufenden Wellen durch Mehrfachreflektionen stark zunehmen. Die

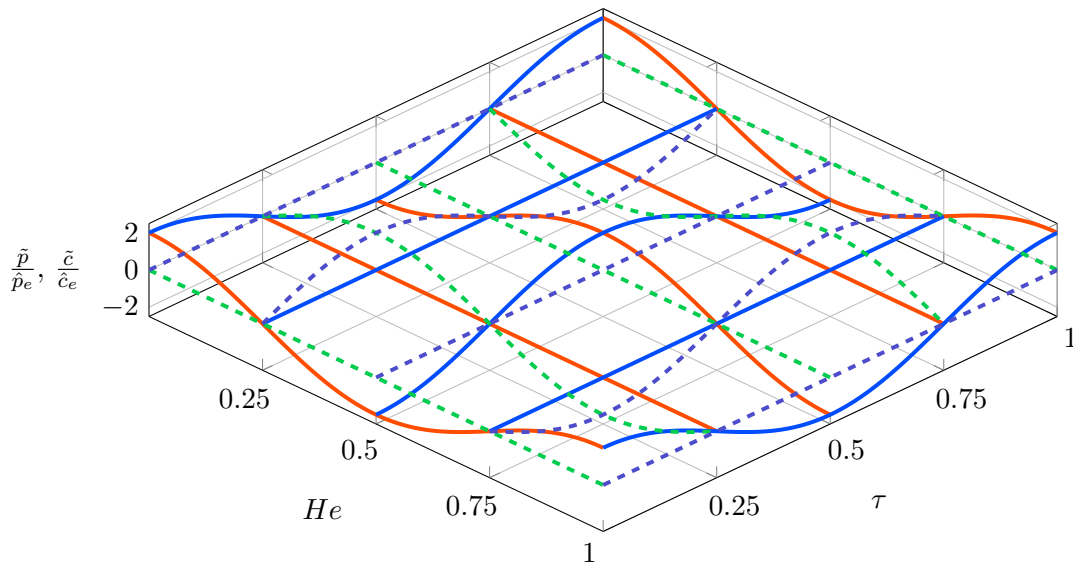


Abb. 4.3: Örtliche und zeitliche Verteilung der Druck- (durchgezogen) und Geschwindigkeitschwankungen (gestrichelt) einer harmonischen stehenden Welle für einen Reflektionskoeffizienten  $\hat{r} = 1$  an der Position  $He = 1$

Verstärkung der Amplituden hängt von den Reflektionseigenschaften und der akustischen Länge eines Rohrleitungsabschnitts sowie der Wellenlänge ab. Der Fall, bei dem es durch konstruktive Überlagerung der Wellen zu maximalen Amplituden kommt, wird als akustische Resonanz bezeichnet.

### 4.3 Analytischer Ansatz

Um eine adaptive und passive Pulsationsdämpfereinheit entwickeln zu können, muss zunächst ein geeignetes adaptives Funktionsprinzip abgeleitet werden. Hierzu wird auf die Definition der idealen dissipativen Pulsationsdämpfung zurückgegriffen und die fiktive PDE aus Abschnitt 4.1 über Erhaltungsgleichungen abgebildet, **Abb. 4.4**. Das akustische Verhalten vor der PDE wird über die ebene Wellentheorie anhand von hin- und rücklaufenden Schallwellen abgebildet. Hinter der PDE liegen definitionsgemäß stationäre Strömungszustände vor.

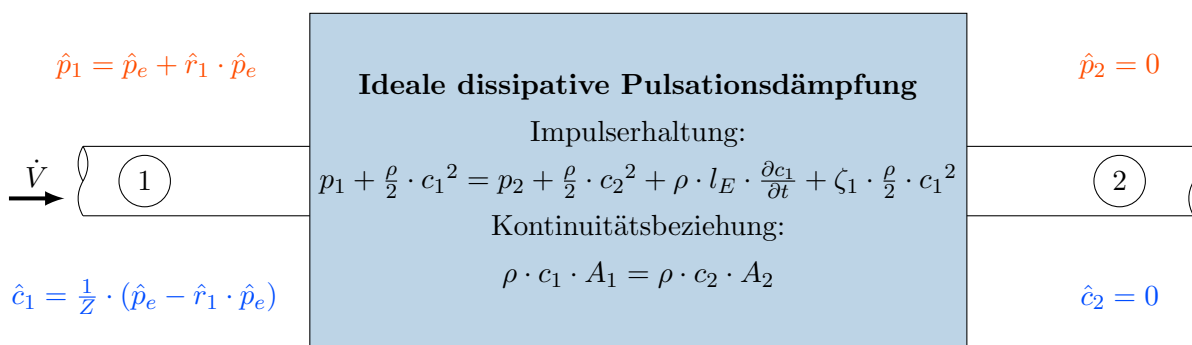


Abb. 4.4: Analytischer Ansatz zur idealen Pulsationsdämpfung



Die eintrittsseitige Überlagerung der hin- und rücklaufenden Schallwellen wird über die hinlaufende Schallwelle  $\hat{p}_e$  und den Reflektionskoeffizienten  $\hat{r}_1$  abgebildet, welcher über die komplexen Amplituden der Schallwellen definiert ist. Daher werden bei der Herleitung zunächst harmonische Schwankungen in Form der komplexen Amplituden betrachtet.

Für die analytischen Betrachtungen wird von inkompressiblen Zustandsänderungen ( $\rho = konst.$ ) über der PDE ausgegangen. Die ein- und austrittsseitigen Strömungsquerschnitte sind gleich ( $A_1 = A_2$ ) und die PDE besitzt eine träge Ersatzlänge  $l_E$  in Strömungsrichtung. Als Erhaltungsgleichungen werden die Impulserhaltung und die Kontinuitätsgleichung entlang eines Stromfadens von ① nach ② betrachtet. Der Beschleunigungsdruck  $\Delta p_B$  sowie der dissipative Druckverlust  $\Delta p_V$  werden hier jeweils auf die Zuströmung ① bezogen. Die Kontinuitätsbeziehung (vgl. Gl. 4.1) bilanziert direkt die ein- und ausströmenden Massenströme ohne lokale Dichteänderungen.

Für eine konstante Abströmgeschwindigkeit ( $c_2 = \bar{c}_2$  für  $\hat{c}_2 = 0$ ) folgt über die Kontinuitätsbeziehung eine ebenfalls konstante Zuströmgeschwindigkeit unmittelbar vor der idealen PDE ( $c_1 = \bar{c}_1$ ). Für die ideale Pulsationsdämpfung ergibt sich daraus die Forderung nach einem akustisch geschlossenen Ende mit einem realen Reflektionskoeffizienten von  $\hat{r}_1 = 1$ .

Aus der Kontinuitätsbeziehung geht zudem hervor, dass die dynamischen Drücke vor und hinter der PDE identisch sind ( $p_{dyn,1} = p_{dyn,2}$  mit  $p_{dyn,1} = \bar{p}_{dyn,1}$ ). Damit folgt aus der konstanten Zuströmgeschwindigkeit ( $c_1 = \bar{c}_1 \neq f(t)$ ), dass keine instationären Trägheitskräfte vorliegen ( $\partial c / \partial t = 0$ ). Die Impulserhaltung lässt sich somit auf die Druckdifferenz zwischen Eintritts- und Austrittsseite sowie den hier auf die Zuströmung bezogenen Verlustterm reduzieren.

$$p_1 - p_2 = \bar{p}_1 + \hat{p}_1 - \bar{p}_2 = \left( \bar{\zeta}_1 + \hat{\zeta}_1 \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_1^2 \quad (4.16)$$

Die Aufteilung der Komponenten in gemittelte Größen und komplexe Amplituden ermöglicht die getrennte Betrachtung des mittleren bleibenden Druckverlusts  $\Delta \bar{p}_V$  sowie der vollständigen Pulsationsdämpfung. Für die ideale Pulsationsdämpfung entspricht der minimale mittlere Druckverlust der sich einstellenden Schwankungsamplitude  $\hat{p}_1$  vor der idealen PDE. Aufgrund der Vollreflexion an einem akustisch geschlossenen Ende liegt diese bei der doppelten Amplitude der eintreffenden Schallwelle.

$$\Delta \bar{p}_V = \bar{p}_1 - \bar{p}_2 = |\hat{p}_1| = 2 \cdot |\hat{p}_e| = \bar{\zeta}_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_1^2 \quad (4.17)$$

Um das grundlegende Funktionsprinzip der idealen Pulsationsdämpfung abzuleiten, können die in der Impulserhaltung verbliebenen komplexen Ausdrücke betrachtet werden:

$$\hat{p}_1 = \hat{\zeta}_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_1^2 \quad (4.18)$$

Da der dynamische Druck unmittelbar vor der idealen PDE aufgrund der Vollreflexion konstant ist, kann eine vollständige Pulsationsdämpfung durch die zu den lokalen Druckschwankungen gleichphasige Schwankung des Verlustbeiwertes realisiert werden. Das Verhältnis der Druckamplitude  $\hat{p}_1$  zur Amplitude der Verlustbeiwertschwankung  $\hat{\zeta}_1$  entspricht dabei dem konstanten dynamischen Druck  $\bar{p}_{dyn,1}$  der Zuströmung.

Das hergeleitete Funktionsprinzip für die vollständige Pulsationsdämpfung wird im Weiteren in eine dimensionslose Kennzahl überführt. Hierzu wird der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$  eingeführt, welcher als Quotient des transienten Druckverlusts durch die dynamische Verlustbeiwertanpassung bezogen auf den lokalen Schalldruck definiert wird:

$$\hat{\zeta}_{a-a} = \frac{\text{transienter Druckverlust}}{\text{lokaler Schalldruck}} = \frac{\hat{\zeta}_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_1^2}{\hat{p}_1} \quad \left( \text{vollst. Pulsationsdämpfung: } \hat{\zeta}_{a-a} = 1 \right) \quad (4.19)$$

Zur Realisierung der idealen Pulsationsdämpfung muss der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a} = 1$  sein und der mittlere bleibende Druckverlust der Amplitude der lokalen Druckschwankung vor der PDE entsprechen ( $\Delta\bar{p}_V = |\hat{p}_1|$ ). Werte von  $\hat{\zeta}_{a-a} < 1$  bedeuten, dass die Dynamik des Verlustbeiwerts  $\hat{\zeta}_1$  nicht ausreicht, um die ideale Pulsationsdämpfung zu realisieren.

Die bisherigen Ausführungen wurden anhand von harmonischen Pulsationen abgeleitet. Für beliebige periodische Signale kann ein allgemeiner Zusammenhang über die differentiellen Änderungen des vorderseitigen Drucks  $p_1(t)$  und des Verlustbeiwerts  $\zeta_1(t)$  abgeleitet werden. Entdimensioniert ermöglicht dieser Zusammenhang die Betrachtung des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts über der Zeit:

$$\zeta_{a-a}(t) = \frac{d\zeta_1(t) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_1^2}{dp_1(t)} \quad \left( \text{vollst. Pulsationsdämpfung: } \zeta_{a-a} = 1 \neq f(t) \right) \quad (4.20)$$

Dieses Funktional ist unabhängig von der Gestalt der eintreffenden Pulsationen allgemein gültig und muss für eine vollständige Eliminierung der Pulsationen den konstanten Wert  $\zeta_{a-a} = 1$  annehmen.

Die Betrachtungen des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts  $\zeta_{a-a}$  liefern keine Aussage über den erforderlichen mittleren Verlustbeiwert  $\bar{\zeta}_1$ . Für beliebige periodische Pulsationen muss der mittlere Verlustbeiwert  $\bar{\zeta}_1$  im Sinne der idealen Pulsationsdämpfung über den unteren Scheitelwert der Druckschwankungen vor der PDE definiert werden:

$$\Delta\bar{p}_V = |\min(\tilde{p}_1)| = \bar{\zeta}_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_1^2 \quad (4.21)$$

Die Definition des adaptiv akustischen Verlustbeiwerts  $\zeta_{a-a}$  besitzt ihre Gültigkeit auch für Betrachtungen mit Pulsationsdämpfern, welche einen größeren bleibenden Druckverlust  $\Delta\bar{p}_V$  als das theoretische ideale Minimum erzeugen. Für die Entwicklung einer adaptiven und passiven PDE kann dieser Zusammenhang somit als grundlegendes Funktionsprinzip zur Realisierung einer vollständigen Pulsationsdämpfung genutzt werden.

Im Gegensatz zu einer statischen Drossel (vgl. Abb. 2.3) bleibt bei der idealen PDE die eintreffende Schallenergie erhalten. Das Funktionsprinzip der idealen dissipativen Pulsationsdämpfung fordert eine vollständige Reflektion  $\hat{r}_1 = 1$  ohne jegliche Schallabsorption oder Transmission. Der dissipative Vorgang über die ideale PDE führt somit lediglich zu einer Entwertung der mittleren eingehenden Strömungsenergie, welches zu einem bleibenden Druckverlust führt.

# 5 Konzept und Realisierung

Auf Basis der Ergebnisse aus den analytischen Betrachtungen zur idealen Pulsationsdämpfung und dem abgeleiteten Funktionsprinzip wird ein Konzept zur adaptiven und passiven Pulsationsdämpfung abgeleitet. Anhand dieses Konzeptes wird anschließend ein Prototyp ausgelegt und realisiert.

## 5.1 Konzept

Um ein geeignetes Konzept zur adaptiven und passiven Pulsationsdämpfung erstellen zu können, muss zunächst ein Ansatz gefunden werden, welcher die Überführung des Funktionsprinzips (Gl. 4.19 bzw. Gl. 4.20) in eine adaptive und passive Gestaltung einer PDE ermöglicht. Gemäß dem Funktionsprinzip sollen die eintreffenden Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  zu einer proportionalen Anpassung des Verlustbeiwertes  $\tilde{\zeta}_1$  führen. Eine Vielzahl möglicher Ansätze wurde im Rahmen einer Bachelorarbeit [Hes15] untersucht. Die Ausgangsbasis für die getätigten Überlegungen stellen die in **Abb. 5.1** dargestellten adaptiven Zusammenhänge dar.

Damit der lokale statische Druck vor der PDE als Regelgröße fungieren kann, ist dieser über entsprechende Flächen in Druckkräfte zu überführen. Je nach Konzept müssen ggf. weitere Kräfte aus dem rückseitigen Druck oder mögliche dynamische Drücke durch Umlenkung von Strömungsimpulsen berücksichtigt werden. Diese Druckkräfte stellen die Erregerkräfte auf eine veränderliche Struktur dar. Die Anpassung der Struktur soll daraufhin zu einem veränderlichen Verlustbeiwert führen. Von

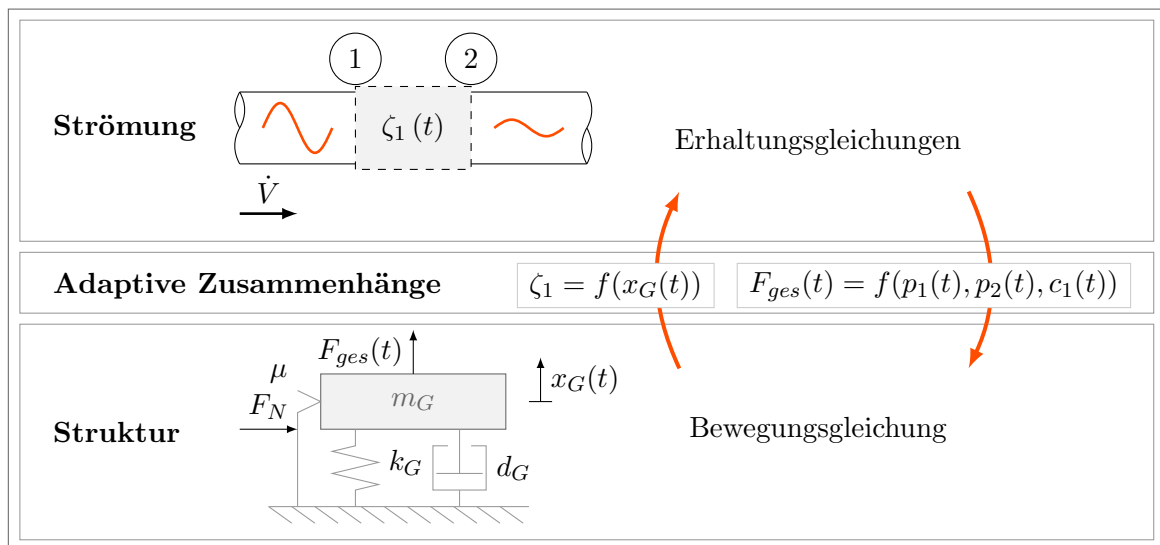


Abb. 5.1: Adaptive Zusammenhänge zwischen der Strömung und der Struktur

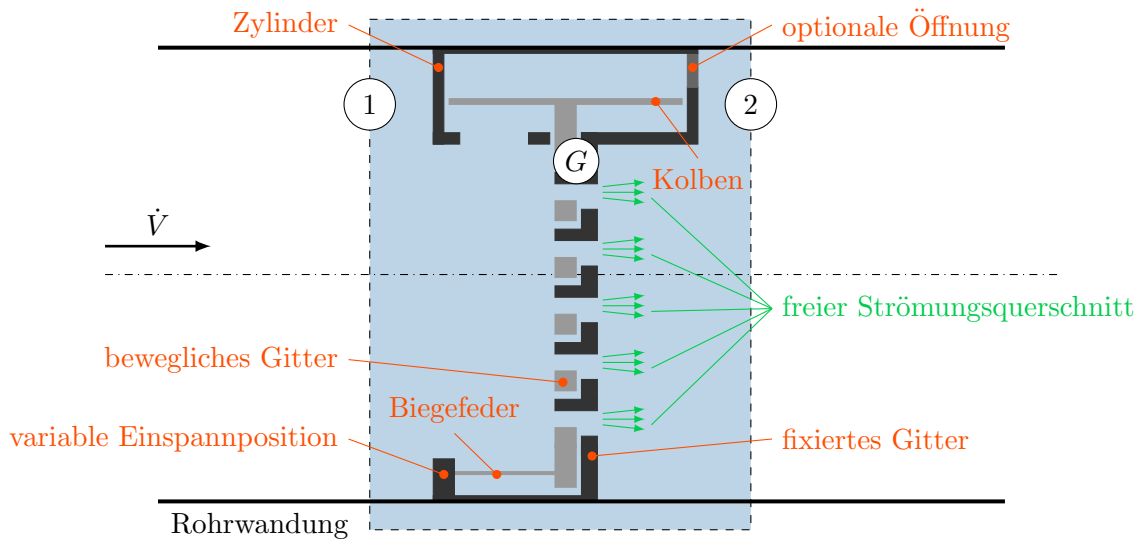


Abb. 5.2: Konzept der adaptiven und passiven PDE

den in [Hes15] betrachteten Konzepten hat sich das in **Abb. 5.2** dargestellte Konzept als das am besten geeignete herausgestellt.

Die Basis des Konzeptes stellt der feststehende Rohrleitungseinbau dar. Dieser besitzt im wesentlichen eine Gitterkontur  $\textcircled{G}$ , einen Zylinder sowie Aufnahme- und Führungsmöglichkeiten für die bewegliche Struktur. Diese besteht ebenfalls aus einer Gitterkontur  $\textcircled{G}$  sowie einem Kolben, der in dem Zylinder platziert wird. Die dynamischen Eigenschaften der beweglichen Struktur können maßgeblich über einstellbare Biegefedern beeinflusst werden. Dazu ist eine variable Einspannposition vorgesehen, die eine Anpassung der flexiblen Biegefederlänge und damit der Biegefedersteifigkeit ermöglicht.

Um adaptive Kräfte nutzen zu können, sind zwei unterschiedliche Konfigurationen möglich. Durch Verschließen der optionalen Öffnung des hinteren Zylinderraums wird die Druckkraft auf den Kolben nur von den Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  vor der PDE beeinflusst. Dadurch stellt sich über den Kolbenspalt der mittlere Druck  $\bar{p}_1$  der Zuströmung auf der Kolbenrückseite ein. Damit durch die Auslenkung der beweglichen Struktur nicht eine bewegungshemmende Kompression auf der Rückseite entsteht, muss der Zylinderraum entsprechend dimensioniert werden. Zudem darf kein permanenter Druckausgleich zwischen der Kolbenvorder- und -rückseite über den Kolbenspalt erfolgen. Sofern der Bauraum für den rückseitigen Zylinderraum begrenzt ist, kann eine schädliche Kompression oder ein permanenter Druckausgleich durch den Kolbenspalt ggf. nicht vermieden werden. Für diesen Fall kann die Kolbenrückseite alternativ über eine entsprechende Öffnung mit dem rückseitigen Druck  $p_2$  hinter der PDE beaufschlagt werden. Im Falle der vollständigen Pulsationsdämpfung wird der rückseitige Druck auf den Kolben dann ebenfalls konstant und die Konfiguration kann dem adaptiven Funktionsprinzip entsprechen. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass neben der dynamischen Druckkraft eine zusätzliche statische Druckkraft aufgrund der mittleren Druckdifferenz am Kolben angreift.

Die aus den Druckkräften resultierende Bewegung des Kolbens und damit des Gitters führt zu einer Veränderung des freien Strömungsquerschnitts, welcher sich aus der Überlagerung der beiden Gitterkonturen in Strömungsrichtung ergibt. Aus der auslenkungsabhängigen Einschnürung der Strömung folgt somit die geforderte Abhängigkeit des Verlustbeiwertes von den lokalen Drücken vor (und ggf. auch hinter) der PDE, vgl. Gl. 4.20. Je nach gewählter Kolbenkonfiguration ist die Nulllage des Gitters um die aus der statischen Druckkraft resultierende Auslenkung bei stationärer Durchströmung zu korrigieren.

Der gewählte Ansatz zur Beeinflussung des Verlustbeiwertes basiert primär auf einer unstetigen Querschnittsaufweitung beim Austritt der Strömung aus der Gitterebene. Die entstehenden Strömungsverluste resultieren dabei aus den entstehenden Wirbelgebieten, welche durch die Strömung permanent angefacht werden, [Sig09].

## 5.2 Auslegung

Nachdem das Konzept festgelegt wurde, muss der Prototyp ausgelegt werden. Hierzu wird der Aufbau des Konzepts erneut aufgegriffen und die relevanten geometrischen Abmessungen sowie die struktur- und strömungsmechanischen Einflussgrößen in **Abb. 5.3** eingeführt. Anschließend werden die struktur- und strömungsmechanischen Grundgleichungen und deren adaptive Zusammenhänge betrachtet, um ein Auslegungskriterium abzuleiten.

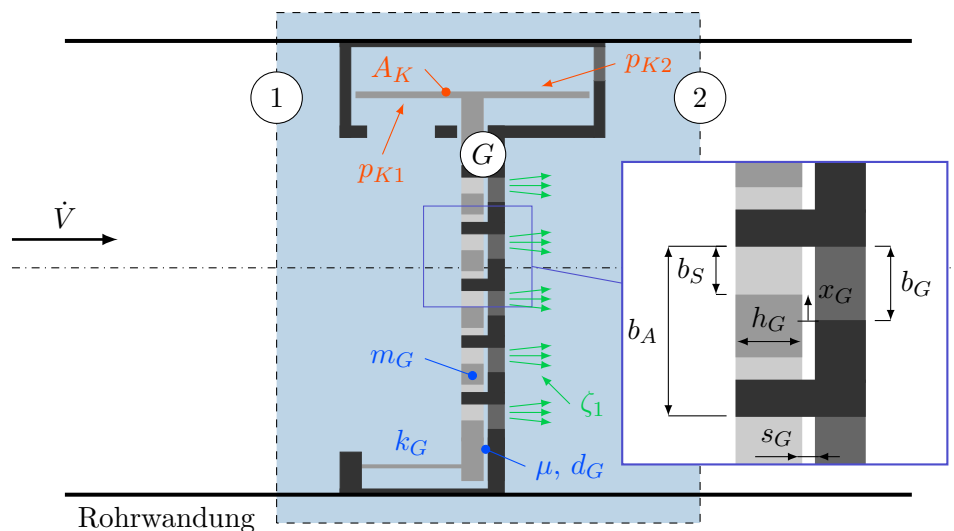


Abb. 5.3: Geometrie und Einflussgrößen des Konzepts der adaptiven und passiven PDE

### 5.2.1 Strömungsmechanik

Um die strömungsmechanischen Eigenschaften der PDE zu beschreiben, wird auf die eindimensionale Impulserhaltung zurückgegriffen. Zur Bestimmung der Zustandsänderung über der PDE werden querschnittsgemittelte Größen entlang eines Stromfadens betrachtet. Aus der Integration der Impulserhaltung entlang eines Stromfadens von ① nach ② folgt entsprechend Gl. 2.2:

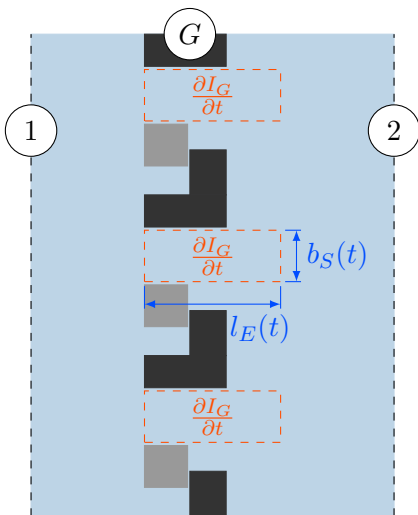
$$\underbrace{p_{t,1} - p_{t,2}}_{\text{Totaldruckänderung}} = \underbrace{\rho \cdot l_E \cdot \frac{\partial c_1}{\partial t}}_{\text{Beschleunigungsdruck}} + \underbrace{\zeta_1 \cdot p_{dyn,1}}_{\text{Druckverlust}} \quad (5.1)$$

Die beiden Integrationsgrenzen liegen dabei unmittelbar vor der PDE ① bzw. in einem definierten Abstand hinter der PDE ②. Der definierte Abstand hinter der PDE wird so gewählt, dass die durch die Einschnürung abgelöste Strömung wieder an der Rohrwandung anliegt und gleichartige Strömungsprofile für die querschnittsgemittelte Betrachtung vorliegen.

Zur Abbildung des Beschleunigungsdrucks bei instationärer Durchströmung der PDE wird die lokale Impulsänderung

$$\frac{\partial I_G}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot l_E \cdot A_G \cdot c_G) \quad (5.2)$$

in der Gitterebene ③ betrachtet. In **Abb. 5.4** sind die lokalen Trägheitskräfte in der Gitterebene qualitativ dargestellt.



Flächenverhältnis der Strömungsquerschnitte von ① und ③:

$$\alpha = \frac{A_G(x_G(t))}{A_1} = \frac{N \cdot l_G \cdot (b_G - x_G(t))}{A_1} = \frac{N \cdot l_G \cdot b_S}{A_1} \quad (5.3)$$

Inkompressible Massenerhaltung zwischen ① und ③:

$$c_1 \cdot A_1 = c_G \cdot A_G \implies c_G = c_1 \cdot \alpha^{-1} \quad (5.4)$$

Annahme für träge Ersatzlänge in Anlehnung an [ISO98]:

$$l_E = b_S \cdot \frac{A_1}{A_G} = b_S \cdot \alpha^{-1} \quad (5.5)$$

Abb. 5.4: Lokale Impulsänderung in der Gitterebene, Flächenverhältnis zwischen Gitter- und Eintrittsquerschnitt und getroffene Annahmen zur Bestimmung des Beschleunigungsdrucks

Um den lokalen Strömungszustand im engsten Querschnitt ermitteln zu können, wird das Flächenverhältnis  $\alpha$  berücksichtigt, welches den Gitterquerschnitt  $A_G$  zum Rohrleitungsquerschnitt  $A_1$  ins Verhältnis setzt, Gl. 5.3. Der zur Verfügung stehende Strömungsquerschnitt durch das Gitter

kann über die Anzahl der freien Gitterschlitze  $N$ , deren mittlerer Länge  $l_G$  senkrecht zur Zeichenebene sowie der momentanen Breite des freien Strömungsquerschnitts ( $b_S = b_G - x_G$ ) bestimmt werden. Zwischen den beiden Gitterelementen befindet sich ein funktionsbedingter Spalt (Spalthöhe  $s_G$ , vgl. Abb. 5.3). Sich dort einstellende Sekundärströmungen werden aufgrund der deutlich niedrigeren Spalthöhe  $s_G$  im Vergleich zu der Breite der Gitterströmung  $b_S$  in der Primärströmung und der zusätzlichen Strömungsumlenkung zunächst vernachlässigt.

Für die später zu belegende Annahme kleiner Mach-Zahlen ( $Ma_G < 0,3$ ) in der Gitterebene kann von einer inkompressiblen Beschleunigung ( $\rho = konst.$ ) der Strömung bis in den engsten Querschnitt ausgegangen werden. Die Bestimmung der lokalen Geschwindigkeit  $c_G$  in der Gitterebene kann dadurch direkt über die Geschwindigkeit der Zuströmung  $c_1$  und das Flächenverhältnis  $\alpha$  erfolgen, Gl. 5.4.

Abschließend muss noch die äquivalente Ersatzlänge  $l_E$  definiert werden. Eine genaue Vorhersage der relevanten Ersatzlänge  $l_E$  ist ohne messtechnische oder numerische Untersuchungen nicht möglich. Für eine Blendenströmung wird die Ersatzlänge in [ISO98] über den Blendendurchmesser und das Flächenverhältnis  $\alpha$  angegeben. Eine direkte Übertragung auf die Gitterdurchströmung kann aufgrund unzureichender geometrischer Ähnlichkeit nicht erfolgen. Ein möglicher Ansatz ist es, die Gitterbreite  $b_S$  dem Blendendurchmesser gleichzusetzen, da diese einer äquivalenten charakteristischen Länge entspricht, Gl. 5.5.

Anhand der getroffenen Annahmen kann die lokale Impulsänderung in der Gitterebene nach Gl. 5.2 auch über konstante geometrische Größen und die Zuströmgeschwindigkeit  $c_1$  ausgedrückt werden:

$$\frac{\partial I_G}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \rho \cdot \frac{A_1}{N \cdot l_G} \cdot A_1 \cdot c_1 \right) \quad (5.6)$$

Durch den abschließenden Bezug der lokalen Impulsänderung (Gl. 5.6) auf die Querschnittsfläche  $A_1$  der Eintrittsebene ① ergibt sich ein von der Strömungssituation in der Gitterebene unabhängiger Beschleunigungsdruck:

$$\Delta p_B = \rho \cdot l_E \cdot \frac{\partial c_1}{\partial t} = \rho \cdot \frac{A_1}{N \cdot l_G} \frac{\partial c_1}{\partial t} \quad (5.7)$$

Dieser besitzt lediglich geometrische Koeffizienten in Form des Rohrleitungsquerschnitts und der aufsummierten Länge der Gitterschlitze ( $N \cdot l_G$ ) und resultiert aus der lokalen Beschleunigung der Zuströmung.

Gemäß dem hergeleiteten adaptiven Funktionsprinzip treten keine instationären Trägheitskräfte in Form von Beschleunigungsdrücken auf, da die Strömungsgeschwindigkeit vor der PDE konstant ist ( $c_1 \neq f(t)$ ). Für abweichende Betriebspunkte der adaptiven und passiven PDE kann der Einfluss der Trägheit über die Strouhal-Zahl  $Sr_G$  als Verhältnis der instationären Trägheitskraft zur stationären Trägheitskraft in der Gitterebene ② der PDE abgeschätzt werden (vgl. [Sig09]):

$$\frac{\frac{\partial c}{\partial t}}{c \cdot \frac{\partial c}{\partial x}} = \frac{\partial x}{c \cdot \partial t} \implies Sr_G = \frac{f \cdot l_E}{c_G} = \frac{f \cdot b_S}{c_1} \quad (5.8)$$

Der Verlustbeiwert  $\zeta_1$  zur Beschreibung des Druckverlusts  $\Delta p_V$  über der PDE wird analog zur Herleitung des Funktionsprinzips (vgl. Gl. 4.20) auf den dynamischen Druck  $p_{dyn,1}$  der Zuströmung bezogen. Der Verlustbeiwert ist die charakteristische Eigenschaft der PDE um das vorgestellte Funktionsprinzip zu realisieren. Mögliche Ansätze zur Abschätzung von Verlustbeiwerten in Abhängigkeit von Querschnittssprüngen sind der Carnot-Stoß [Tru08] oder Verlustbeiwertbetrachtungen von Blendenströmungen [DIN48], [Tru08]. Beide Ansätze beinhalten eine Abhängigkeit des Verlustbeiwertes von dem Flächenverhältnis  $\alpha$ :

$$\zeta_1 = f(\alpha) = f(x_G(t)) \quad (5.9)$$

Grundsätzlich entstehen die maßgeblichen Verluste bei plötzlichen Querschnittsänderungen in den dissipativen Wirbelgebieten. Der Beschleunigungsvorgang bis in den engsten Querschnitt ist deutlich weniger verlustbehaftet als die anschließende Strömungsaufweitung. Die Wirbelgebiete der Gitterströmung fallen im Gegensatz zu denen einer Blendenströmung deutlich kompakter aus. Daher kann von niedrigeren Verlustbeiwerten ausgegangen werden. Für eine genaue Bestimmung bietet sich eine messtechnische Untersuchung an.

### 5.2.2 Strukturmechanik

Neben der Strömungsmechanik müssen auch die strukturmechanischen Eigenschaften der PDE bei der Auslegung berücksichtigt werden. Für die bewegliche Struktur kann dabei von einer Festkörperbewegung ausgegangen werden. Dadurch kann die Struktur auf einen Ein-Massen-Schwinger mit einem Freiheitsgrad reduziert werden. Dessen dynamisches Verhalten wird neben den linearen Trägheits- ( $m_G \cdot \ddot{x}_G$ ), Dämpfungs- ( $d_G \cdot \dot{x}_G$ ) und Steifigkeitskräften ( $k_G \cdot x_G$ ) auch durch nicht lineare Reibungskräfte ( $F_{R,G}$ ) beeinflusst. Die Bewegung der Struktur resultiert aus sämtlichen an der Struktur angreifenden externen Kräften  $F_{ges}(t)$ . Dabei müssen neben der konzeptgemäßen Kolbenkraft ggf. weitere Kräfte berücksichtigt werden (siehe Abschnitt 5.2.3). Die Bewegung lässt sich über folgende Differentialgleichung beschreiben (vgl. Abb. 5.3):

$$m_G \cdot \ddot{x}_G + d_G \cdot \dot{x}_G + k_G \cdot x_G + F_{R,G} = F_{ges}(t) \quad (5.10)$$

Die schwingende Masse  $m_G$  kann über die Bauteildimensionen und Materialien bereits im voraus bestimmt werden. Die Steifigkeit  $k_G$  wird maßgeblich durch die Biegefedern bestimmt. Deren Steifigkeit kann über analytische Ansätze eines Biegebalkens abgeschätzt werden. Abweichungen aufgrund von nicht eindeutig definierten Randbedingungen können über einen entsprechend großen Einstellbereich für die Einspannlänge kompensiert werden. Die viskose Dämpfung (Dämpfungskonstante  $d_G$ ), welche im wesentlichen auf Materialdämpfung basieren sollte, besitzt vermutlich einen untergeordneten Einfluss. Die Reibkraft  $F_{R,G}$  wird neben dem von der Materialpaarung abhängigen Reibungskoeffizienten  $\mu$  maßgeblich durch die Normalkraft  $F_N$  beeinflusst. Eine genaue Beschreibung des Reibungsmechanismus kann jedoch nur anhand von experimentellen Untersuchungen erfolgen.

Die auf die Struktur einwirkenden Kräfte können analog zu den strömungsmechanischen Größen ebenfalls in statische und dynamische Komponenten unterteilt werden. Bevor die für das adaptive Funk-



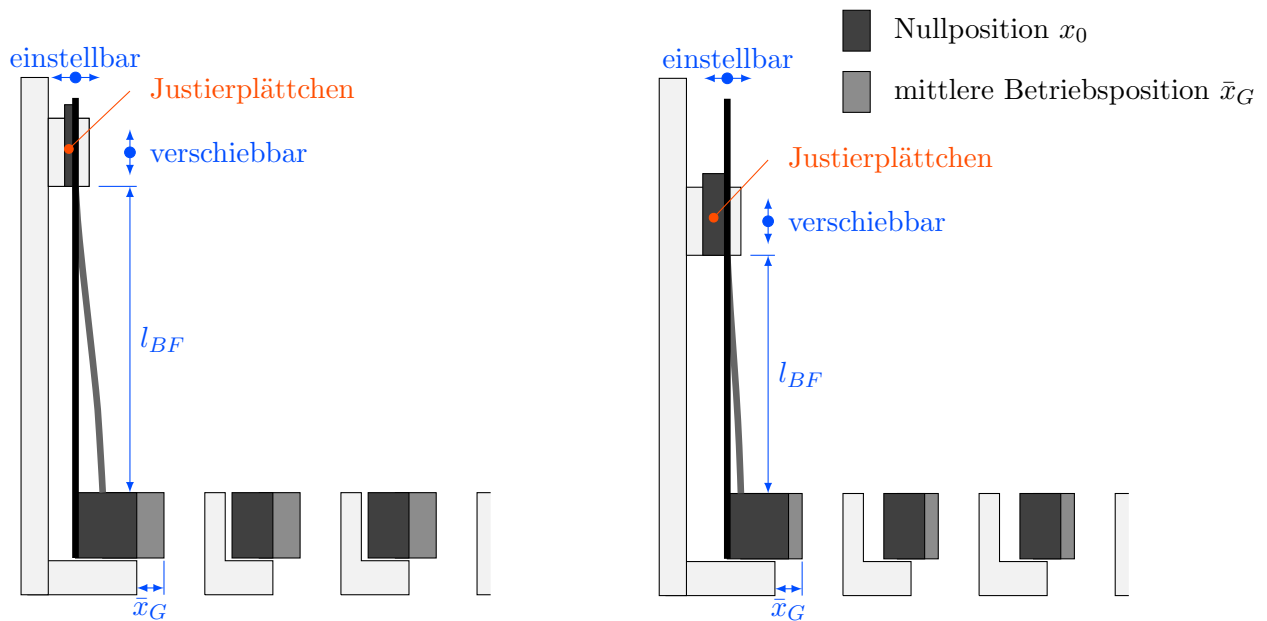


Abb. 5.5: Exemplarischer Vergleich zweier Einstellungsvarianten der Biegefedern zur Realisierung gleicher mittlerer Betriebspositionen  $\bar{x}_G$

tionsprinzip relevanten dynamischen Kräfte betrachtet werden, wird zunächst auf die notwendige Berücksichtigung statischer Kräfte eingegangen.

Damit der verfügbare Bewegungsspielraum der beweglichen Gitterkontur voll ausgenutzt werden kann, sollte deren mittlere Position  $\bar{x}_G$  entsprechend mittig liegen. Dabei muss berücksichtigt werden, dass insbesondere bei der Konfiguration mit geöffneter Kolbenrückseite bereits bei stationärer Durchströmung statische Kräfte zu einer Auslenkung des Gitters führen. Um die statische Auslenkung  $\bar{x}_G$  des Gitters bei der Auslegung zu berücksichtigen, können die dynamischen Kräfte der strukturmechanischen Differentialgleichung (Gl. 5.10) vernachlässigt werden und das statische Kräftegleichgewicht betrachtet werden. Die mittlere Auslenkung  $\bar{x}_G$  soll unabhängig von der Federsteifigkeit  $k_G$  der Biegefedern und den mittleren angreifenden Kräften  $\bar{F}_{ges}$  eingestellt werden können. Hierzu ist eine veränderliche Nullposition  $x_0$  des Gitters vorgesehen:

$$k_G \cdot (\bar{x}_G - x_0) = \bar{F}_{ges} \quad (5.11)$$

Diese kann über entsprechende Justierplättchen angepasst werden und entspricht für Nullpositionen  $x_0 < 0$  einer statischen Vorspannkraft, **Abb. 5.5**.

Nachdem die mittlere Position des Gitters bei der Auslegung berücksichtigt wurde, wird nun das dynamische Verhalten der Struktur betrachtet. Hierzu werden neben den statischen Kräften auch die dynamischen Kräfte der Bewegungsgleichung (Gl. 5.10) berücksichtigt. Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens werden die Struktureigenschaften über ein komplexes, frequenzabhängiges Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G(i\omega)$  beschrieben [Dre11]:

$$\hat{x}_G(i\omega) = \hat{H}_G(i\omega) \cdot \hat{F}_{ges}(i\omega) \quad (5.12)$$

Während für lineare Ein-Massen-Schwinger analytische Lösungen zur Beschreibung des dynamischen Übertragungsverhaltens existieren, ist dieses unter Berücksichtigung der Nichtlinearität des Reibungsterms im vorliegenden Fall nicht möglich. Das für die Vorhersage der Gitterbewegung notwendige Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G(i\omega)$  muss somit experimentell bestimmt werden.

### 5.2.3 Adaptive Kräfte

Die Interaktion der Strömungsmechanik mit dem strukturmechanischen Verhalten resultiert aus den adaptiven Kräften. Nachfolgend werden zunächst die adaptiven Kolbenkräfte sowie zusätzlich auftretende Kräfte an der Gitterkontur beschrieben.

Die Druckkraft auf den Kolben resultiert aus dem Produkt der Druckdifferenz  $\Delta p_K$  zwischen den beiden Zylinderräumen und der Kolbenfläche  $A_K$ :

$$F_K(t) = (p_{K1}(t) - p_{K2}(t)) \cdot A_K = \Delta p_K \cdot A_K \quad (5.13)$$

Während der vorderseitige Druck immer dem lokalen Druck  $p_1$  vor der PDE entsprechen soll, ist der rückseitige Kolbendruck von der Konfiguration abhängig. Unter der Annahme, dass die lokalen Drücke in der Rohrleitung ungefiltert in die Zylinderräume übertragen werden, können folgende Kolbenkräfte abgeleitet werden:

$$F_{gK}(t) = (p_1(t) - \bar{p}_1) \cdot A_K = \tilde{p}_1(t) \cdot A_K \quad (5.14)$$

$$F_{oK}(t) = (p_1(t) - p_2(t)) \cdot A_K = (\tilde{p}_1(t) - \tilde{p}_2(t) + \Delta\bar{p}_{12}) \cdot A_K \quad (5.15)$$

Für die Konfiguration  $gK$  mit geschlossenem rückseitigen Zylinderraum wird die adaptive Kolbenkraft idealerweise nur durch die vorderseitigen Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  beeinflusst. Diese Kraft ist somit nur von der Regelgröße des adaptiven Funktionsprinzips abhängig und ohne weiteres für die adaptive und passive Gestaltung der PDE geeignet. Für die kompromissbehaftete zur Rückseite der PDE offene Konfiguration  $oK$  wird die instationäre Regelung zusätzlich durch die rückseitigen Pulsationen  $\tilde{p}_2$  beeinflusst. Sofern die Auslegung der PDE dem adaptiven Funktionsprinzip entspricht kann dadurch dennoch eine vollständige Pulsationsdämpfung erzielt werden. Zudem resultiert aus der statischen Druckdifferenz  $\Delta\bar{p}_{12}$  eine betriebspunktabhängige konstante Druckkraft, welche bei der Nullposition  $x_0$  des Gitters berücksichtigt werden muss.

Für die am Gasmengenversuchsstand des FG Fluidtechnik vorliegenden Betriebsbedingungen sind die nutzbaren Kräfte über den Kolben limitiert (vgl. Abs. 6.2.1). Daher kann die Ausnutzung zusätzlicher Kräfte vorteilhaft sein. Dieses kann anhand des Konzeptes über ebenfalls nutzbare adaptive Gitterkräfte  $F_G$  realisiert werden, welche aus einer sich einstellenden Druckdifferenz  $\Delta p_G$  über die Gitterstege in Bewegungsrichtung des Gitters resultiert, **Abb. 5.6** links.

Für die nachfolgenden Betrachtungen wird davon ausgegangen, dass keine Sekundärströmung durch den Spalt (Spalthöhe  $s_G$ ) zwischen den beiden Gitterkonturen vorliegt. Der in der Ebene ① vorhandene Totaldruck wird auf der nicht durchströmten Seite des Steges aufgeprägt. Gleichzeitig wird

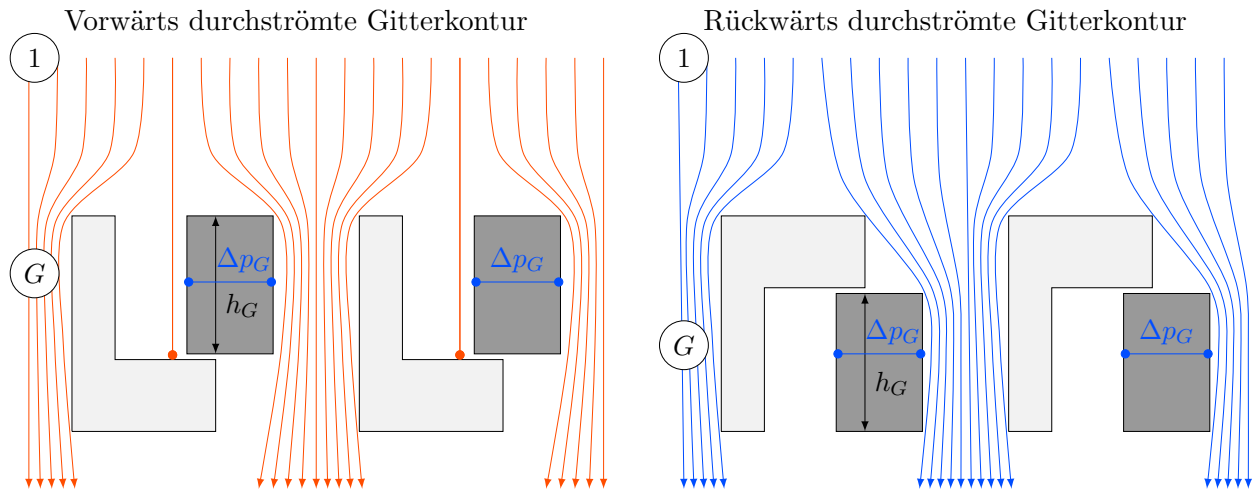


Abb. 5.6: Schematischer Stromlinienverlauf im Nahbereich der Gittergeometrie für unterschiedliche Durchströmungsrichtungen der Gitterkontur

die homogene Zuströmung bis in den engsten Querschnitt des Gitters  $\textcircled{G}$  beschleunigt. Die daraus resultierende statische Druckabsenkung kann näherungsweise über die Impulserhaltung abgeleitet werden [Tru08]. Unter Berücksichtigung der Gesamtfläche aller Gitter quer zur Strömungsrichtung  $A_{G,F}$  und der Annahme einer inkompressiblen Strömung ( $Ma_G < 0,3$ ) folgt ein analytischer Ausdruck für die Gitterkraft  $F_{G,a}$ :

$$F_{G,a}(x_G(t), t) = \Delta p_G(x_G(t), t) \cdot A_{G,F} = \rho \cdot \frac{c_G(x_G(t), t)^2}{2} \cdot (N \cdot l_G \cdot h_G) \quad (5.16)$$

Um den Einfluss möglicher Spaltströmungen und einer ggf. abweichenden Druckverteilung auf der Gitterkontur zu berücksichtigen, wird ein Korrekturfaktor  $\beta_G$  für die tatsächliche Gitterkraft  $F_G$  eingeführt:

$$F_G(x_G(t), t) = \beta_G(x_G(t)) \cdot F_{G,a}(x_G(t), t) \quad (5.17)$$

Dessen Einfluss wird später messtechnisch untersucht und insbesondere hinsichtlich möglicher auslenkungsabhängiger Einflüsse ( $\beta_G = f(x_G)$ ) analysiert.

Unter der Annahme, dass die vollständige Pulsationsdämpfung realisiert werden kann, liegen unmittelbar vor dem Gitter keine Geschwindigkeitsschwankungen mehr vor ( $\tilde{c}_1 = 0$ ). Dennoch entspricht die Gitterkraft  $F_G$  im Gegensatz zu der Kolbenkraft  $F_K$  nicht dem eigentlichen adaptiven Funktionsprinzip, da  $F_G$  nicht nur zeit- sondern auch auslenkungsabhängig ist:

$$F_G(x_G(t)) = \beta_G \cdot \rho \cdot \frac{\tilde{c}_1^2}{2} \cdot (N \cdot l_G \cdot h_G) \cdot \alpha^{-2} = \beta_G \cdot \rho \cdot \frac{\tilde{c}_1^2}{2} \cdot \frac{h_G \cdot A_1^2}{N \cdot l_G} \cdot (b_G - x_G)^{-2} \quad (5.18)$$

Mit zunehmender Auslenkung nimmt die Gitterkraft zu. Sofern eine Auslenkung durch die angreifenden Kolbenkräfte initiiert wird, wird die angreifende Kraft durch die zunehmenden Gitterkräfte verstärkt. Somit kann dieser Ansatz genutzt werden, um eine Verstärkung der adaptiven Kolbenkräfte zu realisieren. Aufgrund der nicht mit dem adaptiven Funktionsprinzip konformen Abhängigkeit sind die Gitterkräfte nur als erweiterter optionaler Ansatz zu verstehen.

Um die Ausprägung eines erhöhten Differenzdruckes über die Gitterstege zu vermeiden, ist eine rückseitige Montage möglich, Abb. 5.6 rechts. Bei dieser Konfiguration stellt sich auf der nicht durchströmten Seite des Gitters näherungsweise derselbe statische Druck wie im engsten Querschnitt ein. Dieser Zusammenhang resultiert aus dem nahezu parallelen Verlauf der Stromlinien an der Hinterkante des Gitters. Der Ausströmvorgang ist daher vergleichbar mit einem plötzlichen Querschnittssprung, bei dem in der Austrittsebene unmittelbar hinter dem Gitter eine homogene Druckverteilung quer zur Strömungsrichtung vorliegt [Sig09]. Daher stellt sich quer zur Strömungsrichtung keine Druckdifferenz über dem Gitter ein. Bei dieser Konfiguration werden somit nur die Kolbenkräfte als adaptive Kräfte genutzt.

### 5.2.4 Auslegungskriterium

Nach Vorstellung der einzelnen stömungs- und strukturmechanischen Eigenschaften sowie deren adaptiven Zusammenhängen soll nun eine Auslegungsvorschrift erarbeitet werden. Daraus sollen grundlegende Gestaltungsrichtlinien abgeleitet und eine anwendungsbezogene Auslegung ermöglicht werden. Ausgehend vom Funktionsprinzip (Gl. 4.20) muss die differentielle Änderung des Eintrittsdrucks  $p_1$  bezogen auf eine differentielle Änderung des Verlustbeiwerts  $\zeta_1$  durch die physikalischen Eigenschaften des Prototypen ausgedrückt werden. Gleichzeitig muss auf Basis des statischen Kräftegleichgewichts (Gl 5.11) eine geeignete mittlere Betriebsposition  $\bar{x}_G$  des Gitters eingestellt werden. Hierzu werden zunächst die prinzipgemäßen Wirkzusammenhänge und daraufhin die gesamten Wirkzusammenhänge für das Konzept des Prototypen mit Bezug auf **Abb. 5.7** erläutert.

#### Prinzipgemäße Wirkzusammenhänge des Prototypen

Nachfolgend werden eine dem adaptiven und passiven Funktionsprinzip entsprechende Auslegung und die dafür notwendigen Randbedingungen erläutert. Damit eine PDE dem adaptiven und passiven Funktionsprinzip entsprechen kann, muss der Einfluss der Gitterkraft  $F_G$  vernachlässigbar sein, da diese keine direkte Abhängigkeit vom Eintrittsdruck  $p_1$  aufweist.

Zur Einstellung einer gewünschten mittleren Betriebsposition  $\bar{x}_G$  kann die benötigte Nullposition  $x_0$  des Gitters (siehe Abb. 5.5) über das statische Kräftegleichgewicht ermittelt werden. Für die geschlossene Kolbenkonfiguration  $gK$  liegt keine statische Druckdifferenz über dem Kolben an und die gewählte Nullposition entspricht der mittleren Betriebsposition. Bei der offenen Kolbenkonfiguration folgt aus der Drosselung durch die PDE ein statischer Differenzdruck zwischen der Kolbenvorder- und -rückseite. Dieser sich einstellende Differenzdruck über den Kolben  $\Delta\bar{p}_K$  kann in guter Näherung auch über den bleibenden Druckverlust  $\Delta\bar{p}_V$  beschrieben werden:

$$\Delta\bar{p}_K \approx \Delta\bar{p}_V = \bar{\zeta}_1 \cdot \rho \cdot \frac{\bar{c}_1^2}{2} \quad (5.19)$$

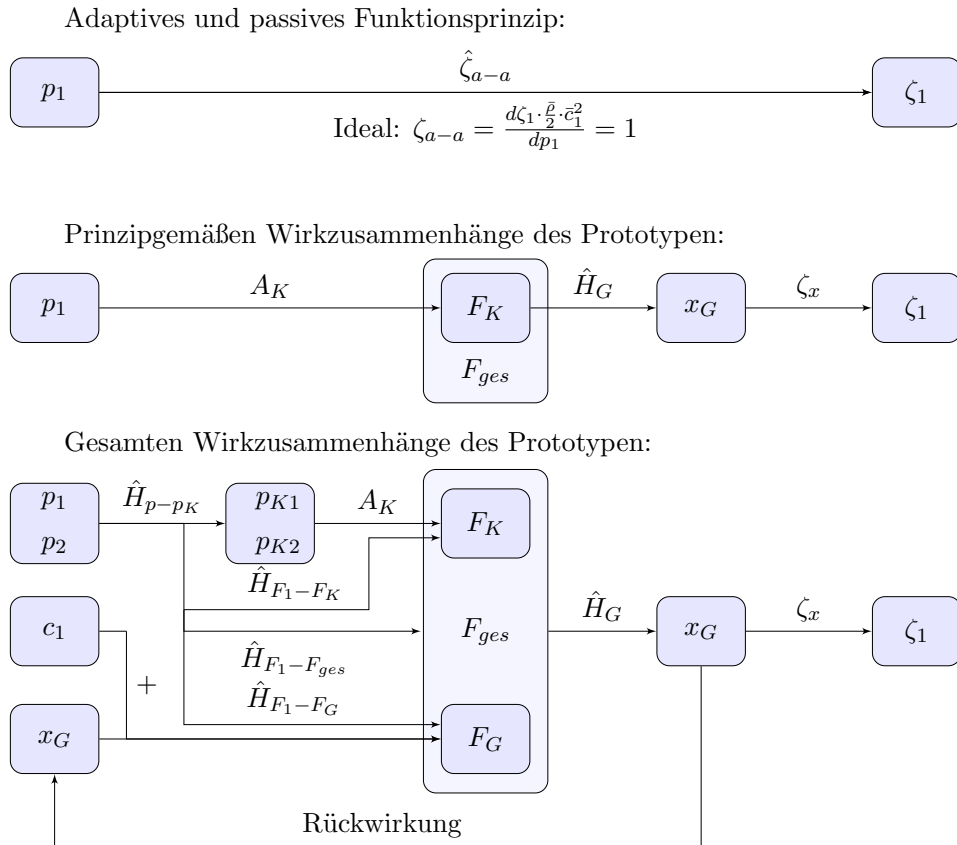


Abb. 5.7: Schematische Darstellung der für die Einhaltung des adaptiven und passiven Funktionsprinzips relevanten Wirkzusammenhänge

Anschließendes Einsetzen dieser Druckdifferenz in das allgemeine Kräftegleichgewicht (Gl. 5.11) liefert folgende Gleichung:

$$\underbrace{k_G \cdot (\bar{x}_G - x_0)}_{\text{Federkraft } \bar{F}_k} = \underbrace{\bar{\zeta}_1 \cdot \rho \cdot \frac{c_1^2}{2}}_{\text{Kolbenkraft } \bar{F}_K} \cdot A_K \quad (5.20)$$

Anhand dieses Zusammenhangs kann für einen bekannten auslenkungsabhängigen Verlustbeiwert ( $\bar{\zeta}_1 = f(\bar{x}_G)$ ) und einen bekannten Betriebspunkt ( $\bar{p}_{dyn,1}$ ) eine geeignete Kombination aus Biegefedersteifigkeit  $k_G$  und Nullposition  $x_0$  gewählt werden, um eine gewünschte mittlere Betriebsposition  $\bar{x}_G$  einzustellen.

Nachdem das statische Kräftegleichgewicht berücksichtigt worden ist, kann anschließend die Auslegung für das dynamische Verhalten der PDE gemäß dem adaptiven und passiven Funktionsprinzip (Gl. 4.20) erfolgen. Die dabei zu berücksichtigenden Wirkzusammenhänge sind in Abb. 5.7 mittig dargestellt. Für ein gegebenes Übertragungsverhalten der Struktur  $\hat{H}_G(i\omega)$  folgt aus einer differentiellen Änderung der Druckkraft  $F_K$  auf den Kolben eine proportionale Änderung der Auslenkung  $x_G$ :

$$dx_G = \hat{H}_G(i\omega) \cdot dF_{ges} = \hat{H}_G(i\omega) \cdot dF_K = \hat{H}_G(i\omega) \cdot A_K \cdot d(\Delta p_K) \quad (5.21)$$

Unter der Annahme, dass eine vollständige Pulsationsdämpfung realisiert wird, ist die differentielle Änderung der Druckdifferenz  $\Delta p_K$  über dem Kolben für beide Kolbenkonfigurationen ( $gK$  und  $oK$ ) nur von der Druckänderung des statischen Drucks  $p_1$  vor der PDE abhängig:

$$dx_G = \hat{H}_G(i\omega) \cdot A_K \cdot dp_1 \quad \rightarrow \quad \frac{dp_1}{dx_G} = \frac{1}{\hat{H}_G(i\omega) \cdot A_K} \quad (5.22)$$

Der Gradient des Druckes  $p_1$  in Richtung der Gitterauslenkung  $x_G$  ist somit nur vom strukturdynamischen Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  und der Kolbenfläche  $A_K$  abhängig. Der Verlustbeiwert  $\zeta_1$  der PDE ist abhängig von der Auslenkung  $x_G$  des beweglichen Gitters. Zur Beschreibung des Verlustbeiwertes wird für die prinzipgemäße Auslegung die Annahme einer linearen Abhängigkeit getroffen:

$$\zeta_1 = \zeta_0 + \zeta_x \cdot x_G \quad (5.23)$$

Die differentielle Betrachtung nach der Auslenkung liefert daraufhin die Steigung des auslenkungsabhängigen Verlustbeiwertverlaufs:

$$\frac{d\zeta_1}{dx_G} = \zeta_x \quad (5.24)$$

Durch anschließendes Einsetzen der differentiellen Ausdrücke der Gleichungen 5.22 und 5.24 in den Ausdruck für den adaptiven akustischen Verlustbeiwert (Gl. 4.20) kann ein konzeptbezogener adaptiver akustischer Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a,K}$  ermittelt werden:

$$\hat{\zeta}_{a-a,K} = \frac{\frac{d\zeta_1}{dx_G} \cdot \rho \cdot \frac{\bar{c}_1^2}{2}}{\frac{dp_1}{dx_G}} = \zeta_x \cdot \hat{H}_G \cdot A_K \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_1^2 \quad (5.25)$$

Der prinzipgemäße Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a,K}$  bezieht definitionsgemäß den durch das Konzept erzielten transienten dissipativen Druckverlust auf den lokalen Schalldruck vor der PDE. Damit das adaptive und passive Funktionsprinzip eingehalten wird, muss der adaptive akustische Verlustbeiwert hier ebenfalls  $\hat{\zeta}_{a-a,K} = 1$  sein.

Um dieses zu ermöglichen, können die nachfolgenden Gestaltungsrichtlinien berücksichtigt werden. Bis auf das komplexe Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  der Struktur sind lediglich reelle Einflussgrößen vorhanden. Daraus folgt, dass das Übertragungsverhalten ebenfalls reell werden muss, damit durch die adaptive und passive Gestaltung eine vollständige Pulsationsdämpfung erzielt werden kann. Neben der Forderung der Phasentreue von Druckschwankungen und Verlustbeiwertschwankungen wird somit ebenfalls eine Phasentreue zwischen adaptiven Druckkräften und der Gitterbewegung gefordert. Daher muss die Eigenfrequenz der Struktur möglichst hochfrequent abgestimmt werden, um einen aus Trägheits- und Dämpfungseffekten resultierenden Phasenversatz zu minimieren. Des Weiteren sollten Reibungseffekte minimiert werden, da diese bereits im unterkritischen Bereich des Übertragungsverhaltens zu Phasenversätzen führen.

Für die hochfrequente Abstimmung ist eine ausreichende Steifigkeit und eine möglichst niedrige Masse der beweglichen Struktur erforderlich. Eine geringe Nachgiebigkeit des Gitters hat jedoch nur einen

begrenzten dynamischen Bewegungsraum des Gitters zur Folge. Damit dennoch ausreichende Verlustbeiwertschwankungen bei gegebenem Betriebspunkt ermöglicht werden können, sind weitere Gestaltungsrichtlinien zu befolgen. Zum einen sollte die Fläche des Kolbens  $A_K$  möglichst groß gestaltet werden, um die adaptiven Kräfte zu erhöhen. Ergänzend dazu sollte der Gradient des Verlustbeiwertes  $\zeta_x$  möglichst groß sein. Kleine Auslenkungen sollen bereits einen signifikanten Einfluss auf den Verlustbeiwert haben. Dieses kann insbesondere durch eine zunehmende Anzahl an Gitterstegen realisiert werden, da die Veränderung des freien Strömungsquerschnitts bei gleicher Auslenkung proportional mit der Anzahl der Gitterstege zunimmt.

### Gesamten Wirkzusammenhänge des Prototypen

Im Gegensatz zu den vorherigen Ausführungen ist davon auszugehen, dass neben der Kolbenkraft  $F_K$  auch die zusätzliche Gitterkraft  $F_G$  das Betriebsverhalten der adaptiven und passiven PDE maßgeblich beeinflusst. Dieser Einfluss muss sowohl bei der Betrachtung des statischen Kräftegleichgewichts als auch der dynamischen Auslegung gemäß dem adaptiven und passiven Funktionsprinzip berücksichtigt werden.

Auf Basis des allgemeinen statischen Kräftegleichgewichts (Gl. 5.11) werden die statische Gitterkraft  $\bar{F}_G$  (Gl. 5.18) sowie die über den bleibenden Druckverlust beschriebene Kolbenkraft  $\bar{F}_K$  entsprechend mit berücksichtigt:

$$\underbrace{k_G \cdot (\bar{x}_G - x_0)}_{\text{Federkraft } \bar{F}_k} = \underbrace{\bar{\zeta}_1 \cdot \rho \cdot \frac{\bar{c}_1^2}{2} \cdot A_K}_{\text{Kolbenkraft } \bar{F}_K} + \underbrace{\bar{\beta}_G \cdot \rho \cdot \frac{\bar{c}_1^2}{2} \cdot \frac{h_G \cdot A_1^2}{N \cdot l_G} \cdot (b_G - \bar{x}_G)^{-2}}_{\text{Gitterkraft } \bar{F}_G} \quad (5.26)$$

Für eine bekannte Gitterkontur (Verlustbeiwert  $\zeta_1$ , Einfluss der Gitterkraft  $\beta_G$  und geometrische Abmessungen) kann hier ebenfalls die gewünschte mittlere Betriebsposition  $\bar{x}_G$  über die Biegefedersteifigkeit  $k_G$  und die Nullposition  $x_0$  eingestellt werden.

Analog zu der Betrachtung des statischen Kräftegleichgewichts in Gl. 5.26 muss bei der Auslegung des dynamischen adaptiven Verhaltens auch die Gitterkraft berücksichtigt werden. Parallel zu Gl. 5.21 wird eine differentielle Änderung der an der Gitterstruktur angreifenden Gesamtkraft betrachtet. Unter der Annahme einer vollständigen Pulsationsdämpfung wird der rückseitige Druck  $p_2$  sowie der dynamische Druck der Zuströmung  $p_{dyn,1}$  hier ebenfalls als konstant angenommen.

$$dx_G = \hat{H}_G \cdot dF_{ges} = \hat{H}_G \cdot d \left( \underbrace{(p_1 - \bar{p}_2) \cdot A_K}_{\text{Kolbenkraft } F_K} + \rho \cdot \underbrace{\frac{\bar{c}_1^2}{2} \cdot \frac{h_G \cdot A_1^2}{N \cdot l_G} \cdot \frac{\beta_G}{(b_G - x_G)^2}}_{\text{Gitterkraft } F_G} \right) \quad (5.27)$$

Damit der in Gl. 5.25 enthaltene Ansatz für die konzeptbezogene Ermittlung einer Auslegungsformel hier auch verwendet werden kann, wird nun ebenfalls der Gradient des Druckes  $p_1$  nach der Auslenkung  $x_G$  bestimmt:

$$\frac{dp_1}{dx_G} = \frac{1}{\hat{H}_G \cdot A_K} - \rho \cdot \frac{\bar{c}_1^2}{2} \cdot \frac{h_G \cdot A_1^2}{N \cdot l_G \cdot A_K} \cdot \frac{d}{dx_G} \left( \frac{\beta_G}{(b_G - x_G)^2} \right) \quad (5.28)$$

Das Ergebnis deutet darauf hin, dass durch die Berücksichtigung der Gitterkräfte kein konstanter Gradient des Druckes über der Auslenkung mehr vorliegt. Um dieses Erkenntnis zu validieren, müssen jedoch nähere Kenntnis über den Einflussfaktor  $\beta_G$  für die Gitterkräfte vorliegen. Ein expliziter analytischer Ausdruck für den adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a,ges}$  unter Berücksichtigung der Gitterkräfte kann über diesen Ansatz zum jetzigen Zeitpunkt nicht hergeleitet werden.

Damit der noch unbekannt Einfluss der zusätzlichen Gitterkraft auf das adaptive und passive Funktionsprinzip dennoch beschrieben werden kann, können die in Abb. 5.7 unten schematisch dargestellten Wirkzusammenhänge näher betrachtet werden:

- $\hat{H}_{p-p_K}$  Übertragungsverhalten von den lokalen Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  und  $\tilde{p}_2$  vor und hinter der PDE zu den auf den Kolben wirkenden Druckschwankungen  $\tilde{p}_{K1}$  und  $\tilde{p}_{K2}$
- $\hat{H}_{F_1-F_K}$  Übertragungsverhalten von der theoretisch aus den Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  resultierenden Kolbenkraft  $F_1$  (Bezugsfläche  $A_K$ ) auf die Kolbenkraft  $\tilde{F}_K$
- $\hat{H}_{F_1-F_G}$  Übertragungsverhalten von der theoretisch aus den Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  resultierenden Kolbenkraft  $F_1$  (Bezugsfläche  $A_K$ ) auf die Gitterkraft  $\tilde{F}_G$
- $\hat{H}_{F_1-F_{ges}}$  Übertragungsverhalten von der theoretisch aus den Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  resultierenden Kolbenkraft  $F_1$  (Bezugsfläche  $A_K$ ) auf die Gesamtkraft  $\tilde{F}_{ges}$
- $\hat{H}_G$  Übertragungsverhalten von der resultierenden Gesamtkraft  $\tilde{F}_{ges}$  auf die resultierende Gitterbewegung  $\tilde{x}_G$
- $\zeta_x$  Verlustbeiwertgradient als Proportionalitätsfaktor zwischen den Verlustbeiwertschwankungen  $\tilde{\zeta}_1$  und der dynamischen Gitterbewegung  $\tilde{x}_G$

Anhand eines Vergleichs der prinzipgemäßen und der gesamten Wirkzusammenhänge in Abb. 5.7 wird die zusätzlich zu berücksichtigende Übertragungsfunktion für den adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a,ges}$  mit Berücksichtigung der Gitterkräfte ersichtlich. Bei beiden Schaubildern ist der Übertragungsweg von einer an der Struktur angreifenden Kraft auf den resultierenden Verlustbeiwert identisch ( $\hat{H}_G, \zeta_x$ ). Die wesentliche Unterscheidung stellt die aus der eintreffenden Druckschwankung  $\tilde{p}_1$  resultierende Gesamtkraft auf das Gitter dar. Im Gegensatz zu der prinzipgemäßen Übertragungskette wird für die gesamten Wirkzusammenhänge eine mögliche Abweichung bei der Kolbenkraft  $F_K$  und die zusätzliche Gitterkraft  $F_G$  berücksichtigt. Die Kolbenkraft  $F_K$  kann bei nicht vollständiger Pulsationsdämpfung durch rückseitige Druckschwankungen  $\tilde{p}_2$  oder eine unzureichende Übertragung der Druckschwankungen in der Rohrleitung auf die Zylinderräume ( $\hat{H}_{p-p_K}$ ) von der prinzipgemäßen Kolbenkraft  $F_1$  abweichen. Bei der Gitterkraft  $F_G$  stellen Geschwindigkeitsschwankungen  $\tilde{c}_1$  der Zuströmung sowie die Abhängigkeit von der Gitterposition und damit verbundene Rückwirkungen direkte Einflussgrößen dar, welche bei der prinzipgemäßen Betrachtung vernachlässigt wurden. Im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen werden beide Kräfte mit Bezug auf die Druckschwankungen vor der PDE später näher untersucht ( $\hat{H}_{F_1-F_K}$  bzw.  $\hat{H}_{F_1-F_G}$ ).



Damit auch unter Berücksichtigung der gesamten Wirkzusammenhänge der PDE eine funktionale Beschreibung des adaptiven akustischen Verlustbeiwertes  $\hat{\zeta}_{a-a,ges}$  ermöglicht wird, muss die Übertragung der eintreffenden Druckschwankung auf die Gesamtkraft

$$\hat{H}_{F_1-F_{ges}} = \hat{H}_{F_1-F_K} + \hat{H}_{F_1-F_G} \quad (5.29)$$

mit berücksichtigt werden:

$$\hat{\zeta}_{a-a,ges} = \zeta_x \cdot \hat{H}_{F_1-F_{ges}} \cdot \hat{H}_G \cdot A_K \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \hat{c}_1^2 \quad (5.30)$$

Die bereits bei der prinzipgemäßen Auslegung aufgeführten Gestaltungsrichtlinien bleiben auch unter Berücksichtigung der gesamten Wirkzusammenhänge weiterhin erhalten.

### 5.3 Realisierung

Auf Basis des vorgestellten Konzepts einer adaptiven und passiven PDE wurde der in **Abb. 5.8** dargestellte Prototyp realisiert. Der Prototyp wurde speziell für die Gegebenheiten am Gasmengenversuchsstand des FG Fluidtechnik an der TU Dortmund konzipiert. Dieser kann mit dem installierten Drehkolbengebläse nur bei Betriebsdrücken von bis zu 180 kPa betrieben werden. Die Größenordnung der Druckschwankungen verhält sich für gleiche Geschwindigkeitsschwankungen proportional zu den statischen Drücken. Die adaptiven Druckkräfte sind daher bei niedrigen Betriebsdrücken entsprechend limitiert.

Um dennoch ausreichende Bewegungen zur Variation des Verlustbeiwertes zu ermöglichen, muss der Prototyp mit einer verhältnismäßig großen Nachgiebigkeit versehen werden. Gleichzeitig muss eine möglichst niedrige Massenträgheit vorhanden sein, damit eine zu den adaptiven Kräften phasentreue Bewegung erzielt werden kann. Hierzu wird auf eine Leichtbauweise zurückgegriffen. Die bewegliche Gitterkontur sowie der Kolben wurden aus Carbon gefertigt. Die weiteren beweglichen Komponenten bestehen aus Aluminium. Lediglich das Material der Biegefedern ist Federstahl. Dadurch konnte eine geringe bewegliche Gesamtmasse realisiert werden. Die tragenden statischen Bauteile der PDE wurden je nach Bearbeitungsweise und erforderlicher Festigkeit aus Stahl oder Aluminium gefertigt. Bei Gleitlagern und Führungselementen wurde auf einen Kunststoff (*iglidur J*) zurückgegriffen, welcher niedrige Reibbeiwerte besitzt.

Die Gitterkonturen der PDE setzen sich aus 15 - jeweils mittig durch eine Stabilitätsstrebe unterbrochene - Strömungskanäle zusammen. Die maximale Breite  $b_G$  der Strömungskanäle wird durch die feststehende Gitterkontur vorgegeben. Hier stehen zwei Konturen mit  $b_G = 4$  mm und 5 mm zur Verfügung, welche ansonsten identische Abmessungen besitzen. Die mittlere Länge der Strömungskanäle beträgt  $l_G = 160$  mm.

Neben den unterschiedlichen Konturen der feststehenden Gitterkontur kann auch bei dem beweglichen Carbongitter auf zwei Varianten zurückgegriffen werden. Diese wurden mit zwei unterschiedlichen

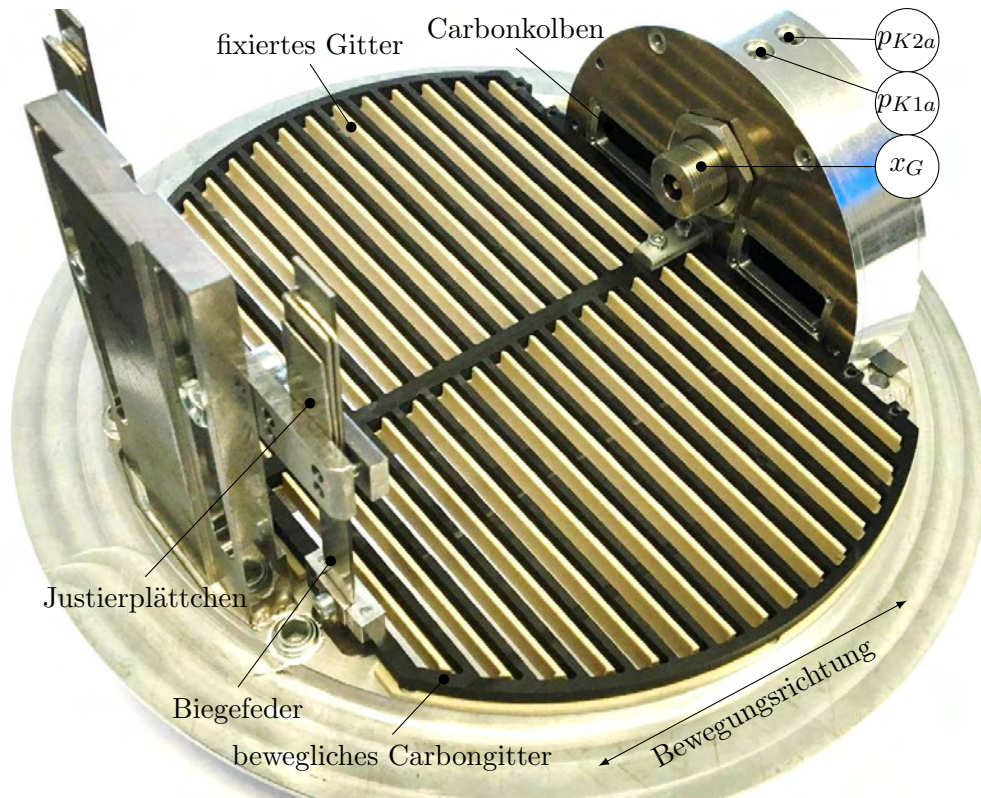


Abb. 5.8: Prototyp der adaptiven und passiven PDE

Höhen der Gitterstäbe  $h_G$  gefertigt. Gitter A besitzt eine konstante Höhe von  $h_G = 5,4$  mm, Gitter B eine im Bereich der Gitterkontur reduzierte Höhe von  $h_G = 2,4$  mm. Die träge Masse der beweglichen Struktur beträgt bei Gitter A 112 g. Bei Gitter B führt die reduzierte Gitterhöhe zu einer um 28 g (25 %) niedrigeren schwingenden Masse (84 g). Die Fläche für die adaptiven Gitterkräfte ist bei Gitter B um 56 % kleiner.

In **Tab. 5.1** sind die untersuchten Gitterkombinationen dargestellt. Die mit eingezeichnete Höhe  $h_A$  des fixierten Gitters sowie die Gesamtbreite  $b_A$  eines Gittersegments sind mit  $h_A = 8$  mm und  $b_A = 9$  mm konstant geblieben. Die Höhe und Breite des Auslegers der fixierten Gitterkontur sowie die Breite des beweglichen Gitters bleiben mit  $h_F = 3$  mm,  $b_F = 2,5$  mm und  $b_C = 2,2$  mm ebenfalls unverändert. Im eingebauten Zustand ist eine maximale Auslenkung von  $x_G = 2,4$  mm möglich. Der Spalt zwischen den beiden Gitterkonturen kann grundsätzlich beliebig hoch eingestellt werden. In der Regel wird hier auf eine Spalthöhe von ca.  $s_G = 0,4$  mm zurückgegriffen. Dadurch soll ein aus Strömungskräften resultierender Kontakt zwischen dem beweglichen Carbongitter und dem feststehenden Gitter vermieden werden, da Carbon grundsätzlich erhöhte Reibbeiwerte besitzt.

Die ersten drei Gitterkombinationen werden vorwärts durchströmt eingesetzt und die letzten drei rückwärts ( $r$ ) durchströmt. Zudem wurde die Kontur des fixierten Gitters bei den letzten beiden Kombinationen um eine Strömungsführung erweitert. Diese soll verhindern, dass bereits an der Vorderkante des fixierten Gitters vor der beweglichen Gitterkontur eine Strömungsablösung stattfindet. Ohne

Bezeichnung	mobiles Gitter	fixiertes Gitter	Abbildung
A5	A ( $h_G = 5,4 \text{ mm}$ )	$b_G = 5 \text{ mm}$	
A4	A ( $h_G = 5,4 \text{ mm}$ )	$b_G = 4 \text{ mm}$	
B4	B ( $h_G = 2,4 \text{ mm}$ )	$b_G = 4 \text{ mm}$	
B4_r	B ( $h_G = 2,4 \text{ mm}$ )	$b_G = 4 \text{ mm}$	
A4_r2	A ( $h_G = 5,4 \text{ mm}$ )	$b_G = 4 \text{ mm}$	
B4_r2	B ( $h_G = 2,4 \text{ mm}$ )	$b_G = 4 \text{ mm}$	

Tab. 5.1: Übersicht der verwendeten Gitterkombinationen

Strömungsführung befindet sich die bewegliche Gitterkontur bei geringen Auslenkungen zunächst im Ablösegebiet und kann nahezu keinen Einfluss auf den Verlustbeiwert nehmen. Die Abhängigkeit des Verlustbeiwertes von der Auslenkung wird somit nachteilig beeinflusst. Um diesen Nachteil zu kompensieren, werden die zusätzlichen Strömungsführungen eingesetzt. Die Kontur der Strömungsführungen entspricht einem NACA-Profil 0025 [Jac35] [Abb45], welches bis zur Dickenrücklage abgebildet wurde. Aufgrund der komplexen Kontur wurde auf die Fertigung mit Hilfe von Rapid Prototyping über das Fused Deposition Modeling (FDM, [Ris12]) Verfahren zurückgegriffen.

Bei der Herleitung des adaptiven Funktionsprinzips (Abs. 4.3) sowie der strömungsmechanischen Betrachtung der Gitterströmung (Abs. 5.2.1) wurden Annahmen hinsichtlich strömungsmechanisch

fixiertes Gitter	Auslenkung $x_G$	Flächenverhältnis $\alpha$	Strouhal-Zahl $Sr_G$	Mach-Zahl $Ma_G$
$b_G = 5 \text{ mm}$	0 mm	0,384	$Sr_G \leq 0,071$	$Ma_G \leq 0,076$
	2,4 mm	0,200	$Sr_G \leq 0,037$	$Ma_G \leq 0,146$
$b_G = 4 \text{ mm}$	0 mm	0,307	$Sr_G \leq 0,057$	$Ma_G \leq 0,095$
	2,4 mm	0,123	$Sr_G \leq 0,023$	$Ma_G \leq 0,237$

Tab. 5.2: Strömungsmechanische Kennzahlen der gewählten PDE-Geometrie

relevanter Kennzahlen getroffen. Um die Berechtigung dieser Annahmen zu bestätigen, sind die sich ergebenden Flächenverhältnisse  $\alpha$  sowie die maximalen strömungsmechanischen Kennzahlen für die Strouhal-Zahl  $Sr_G$  und die Mach-Zahl  $Ma_G$  in **Tab. 5.2** aufgelistet.

Die dargestellten Strouhal-Zahlen und Mach-Zahlen wurden unter der Annahme einer maximalen Arbeitsfrequenz von 100 Hz und bei einer mittleren Geschwindigkeit der Zuströmung von  $c_1 = 7 - 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  bestimmt - vgl. Betriebsparameter des Gasmengenversuchsstand (Abs. 6.2.1). Die zu erwartende Einschnürung der Strömung in der Gitterebene wurde bei den Betrachtungen vernachlässigt. Die Abschätzung der Grenzwerte für die Strouhal-Zahlen nach Gl. 5.8 zeigt, dass instationäre Trägheitskräfte einen zu vernachlässigenden Einfluss besitzen. Falls eine vollständige Pulsationsdämpfung nicht realisiert werden kann, ist kein erhöhter, funktionsbeeinflussender Beschleunigungsdruck zu erwarten. Die maximalen Mach-Zahlen der Gittergeometrien von  $Ma_G < 0,3$  bestätigen die gerechtfertigte Annahme einer inkompressiblen Zustandsänderung von der Zuströmung bis in den engsten Querschnitt, vgl. [Tru08].

Während die Gitterkombinationen maßgeblich die strömungsmechanischen Eigenschaften charakterisieren, wird das strukturdynamische Verhalten insbesondere durch die Biegefedern beeinflusst. Die Biegefedern besitzen eine Breite von  $b_{BF} = 10 \text{ mm}$  und eine Dicke von  $d_{BF} = 1 \text{ mm}$  bei einer über die Einspannposition veränderlichen freien Biegefederlänge von  $l_{BF} = 0$  bis 73 mm. Der Variationsbereich der Biegefederlänge ermöglicht es, die Steifigkeit des beweglichen Gitters variabel einzustellen und somit das strukturdynamische Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  zu verändern. Über Justierplättchen kann zudem die Nullposition des Gitters  $x_0$  angepasst werden.

Der Kolben besitzt einen Durchmesser von  $d_K = 100 \text{ mm}$ , woraus sich eine Fläche von  $A_K = 7854 \text{ mm}^2$  ergibt. Die Dicke des Kolbens beträgt  $b_K = 2 \text{ mm}$ . Der zylindrische Spalt zwischen Kolben und Zylinder besitzt eine Spalthöhe (in radialer Richtung) von ca.  $s_K = 0,08 \text{ mm}$ . Der vordere sowie der hintere Zylinderraum können durch verschließbare Öffnungsflächen zu beiden Bereichen - vor und hinter der PDE - geöffnet werden, **Abb. 5.9**. Dadurch können beide Kolbenkonfigurationen  $gK$  und  $oK$  sowie die vorder- und rückseitige Montage des Gitters realisiert werden. Die Kopplung des Kolbens an das bewegliche Gitter erfolgt über einen Aluminiumzapfen, auf dem der Kolben verschraubt ist. Zur Führung des Kolbens im Zylinder wird der Zapfen über zwei Gleitlager an der Vorder- und Rückseite des Zylinders geführt. Die genauen Abmessungen der Öffnungen sowie die Lagerausführungen sind Anhang A.2 zu entnehmen. Die für die Gitterkräfte zur Verfügung stehenden Flächen belaufen sich

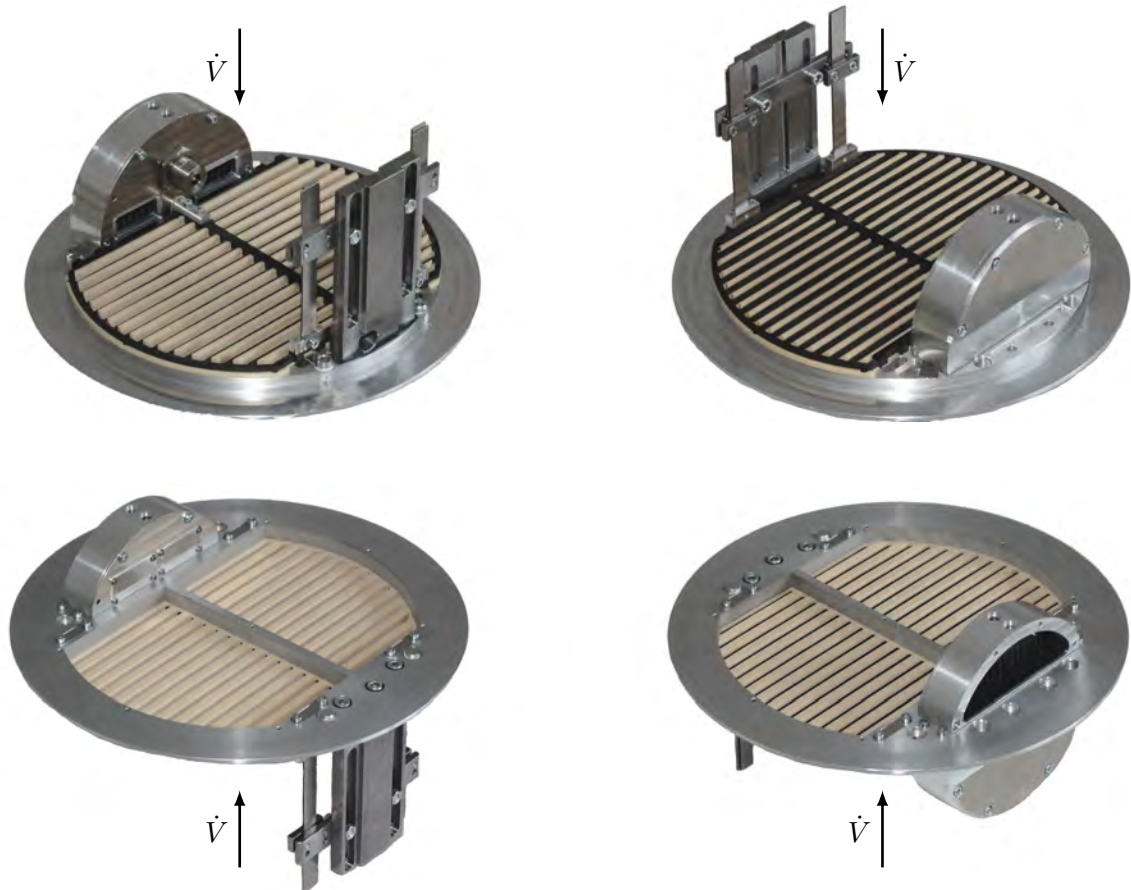


Abb. 5.9: Perspektivische Ansichten auf den Prototyp - Kolbenkonfiguration *oK* für vorwärts durchströmtes Gitter mit Gitterkombination *B4*

für Gitter *A* auf  $A_{G,F,A} = 13890 \text{ mm}^2$  und für Gitter *B* auf  $A_{G,F,B} = 6170 \text{ mm}^2$ . Die ersten drei in Tab. 5.1 aufgelisteten Kombinationen nutzen sowohl die Kolben- als auch die Gitterkräfte für die dynamische Bewegung der Struktur. Die letzten drei Kombinationen werden entgegengesetzt durchströmt und nutzen daher nur die adaptiven Kolbenkräfte.

Um die Funktionalität und das Betriebsverhalten des Prototypen erfassen und überprüfen zu können, ist die Installation von Messtechnik an dem Prototypen vorgesehen. Diese beinhaltet die Erfassung des Absolutdruckes mit jeweils zwei gegenüberliegenden Drucksensoren auf der Vorder- ( $p_{K1a}$  und  $p_{K1b}$ ) und Rückseite ( $p_{K2a}$  und  $p_{K2b}$ ) des Kolbens sowie die Messung der Gitterbewegung ( $x_G$ ) über einen Wirbelstromsensor, welcher vorderseitig in dem Zylinder platziert wird. Die Drucksensoren mit dem Index *a* befinden sich auf der Zuströmseite vor der PDE, die Drucksensoren mit dem Index *b* werden um  $180^\circ$  gedreht auf der Abströmseite installiert. Zur Erzeugung des elektromagnetischen Feldes für den Wirbelstromsensor wurde eine zusätzliche Aluminiumplatte (Fläche:  $32 \text{ mm} \times 32 \text{ mm}$ , Dicke:  $0,5 \text{ mm}$ ) auf den Carbonkolben geklebt. Die verwendeten Sensortypen für diese und weitere Messgrößen sind dem Anhang A.3 zu entnehmen.



## 6 Versuchsaufbau und Messtechnik

In diesem Kapitel werden die genutzten Versuchsstände mit den verwendeten Versuchskonfigurationen und der eingesetzten Messtechnik dokumentiert. Für die Untersuchungen wurde auf zwei unterschiedliche Versuchsstände zurückgegriffen. Der Schwingerreger-Versuchsstand wurde zur Bestimmung des strukturdynamischen Verhaltens und der Untersuchung unterschiedlicher Kolbenkonfigurationen ( $gK$  und  $oK$ ) eingesetzt. Am Gasmengenversuchsstand hingegen wurden die stationären strömungsmechanischen und akustischen Untersuchungen durchgeführt. Die stationären Messreihen wurden zudem zur Bestimmung der angreifenden Gitterkräfte verwendet.

### 6.1 Schwingerreger-Versuchsstand

Nachfolgend wird zunächst der Versuchsaufbau vorgestellt. Anschließend werden die Versuchsdurchführung für die strukturdynamischen Untersuchungen vorgestellt und die Untersuchungen der Kolbenkonfigurationen erläutert.

#### 6.1.1 Aufbau des Versuchsstands

Für die Untersuchung der strukturdynamischen Eigenschaften der PDE wird auf die Anregung über einen permanenterregten Schwingerreger (siehe Anhang A.3) zurückgegriffen. Die periodische Erregung ermöglicht eine hohe Abbildungsgüte der im Betrieb ebenfalls periodisch anregenden Druckschwankungen sowie eine gute Reproduzierbarkeit zur Untersuchung funktionsrelevanter Eigenschaften. Daher wird diese Methode der impulsförmigen Anregung über manuell eingeleitete Kraftstöße vorgezogen.

Der Versuchsaufbau wird so gewählt, dass das Schwingungsverhalten des beweglichen Gitters nicht durch Resonanzeffekte beeinflusst wird, welche nicht auf die PDE zurückzuführen sind. Die Krafterregung erfolgt horizontal über den frei hängenden Schwingerreger. Dieser wandelt einen anliegenden Wechselstrom über einen Tauchspulenkörper und einen dazugehörigen Permanentmagneten in eine oszillierende translatorische Bewegung. Um der eingespannten Situation in einer Rohrleitung zu entsprechen, wird die PDE auf einem Stahltisch verspannt, **Abb. 6.1**.

Zur messtechnischen Erfassung der eingeleiteten Erregerkräfte wird eine Kraftmessdose ( $F_S$ ) an dem Schwingerreger installiert. Die benötigte Ankopplung des Schwingerregers an das bewegliche Carbongitter der PDE erfolgt über einen auf die Kraftmessdose geschraubten und an das Gitter geklebten Stab (Klebstoff: X60). Dieser wird möglichst mittig platziert, um eine Verdrehbewegung des Gitters



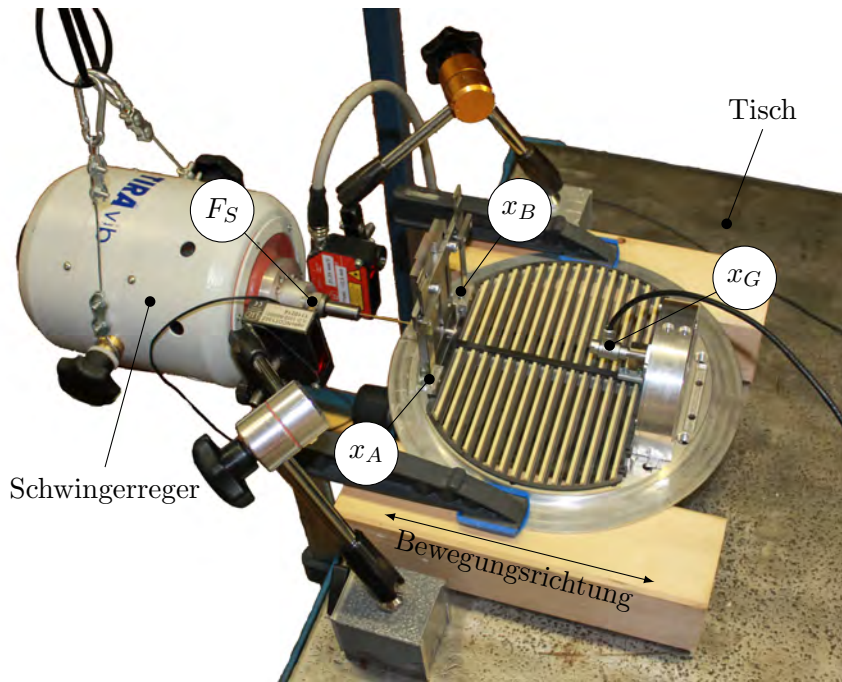


Abb. 6.1: Versuchsaufbau der strukturdynamischen Untersuchungen an der PDE

zu minimieren. Hierzu wird eine zusätzliche Bohrung durch die Halterungskonstruktion der Biegefedern benötigt. Der Abstand zur Symmetrieebene des Gitters liegt konstruktionsbedingt bei 10 mm. Zur Detektion einer überlagerten Rotation oder sonstiger Sekundäreffekte werden neben dem standardmäßig genutzten Wegsensor ( $x_G$ ) zwei zusätzliche Lasertriangulationssensoren ( $x_A$ ,  $x_B$ ) an der Biegefedereinspannung des Carbongitters eingesetzt. Diese ermöglichen eine differenzierte Analyse der Gitterbewegung. Die gewählte Abtastfrequenz beträgt 2 kHz.

### 6.1.2 Versuchsdurchführung - Strukturdynamik

Aufgrund der durch den Versuchsstand begrenzten Möglichkeiten hinsichtlich zu betrachtender Pulsationsfrequenzen ( $f \leq 100$  Hz; vgl. Abs. 6.2.4), soll das Übertragungsverhalten des beweglichen Gitters bei Frequenzen von bis zu 100 Hz ermittelt werden. Um das Übertragungsverhalten eindeutig bestimmen zu können, sollte der Versuchsaufbau möglichst keine anregbaren Eigenformen in dem zu untersuchenden Frequenzbereich besitzen. Die beiden kritischsten Eigenformen sind die Pendeleigenform des Shakers sowie die erste horizontale Eigenform des Stahltisches in Antriegsrichtung. Deren Eigenfrequenzen lassen sich nicht oberhalb von 100 Hz verschieben. Daher werden beide nach dem Prinzip der Schwingungsisolierung [Dre11] möglichst tieffrequent ausgelegt. Die Aufhängung des Schwingerregers ist so gewählt worden, dass dessen Pendeleigenfrequenz bei  $f_{0,S} = 3,4$  Hz liegt. Die horizontale Eigenfrequenz des Stahltisches liegt bei  $f_{0,T} = 6,8$  Hz. Dadurch ergeben sich nachteilige Einflüsse bei der Bestimmung des Übertragungsverhaltens im tieffrequenten Bereich. Frequenzen oberhalb von ca. 10 Hz können aufgrund der überkritischen Anregung des Versuchsaufbaus hingegen präzise untersucht werden. Da sich das unterkritische strukturdynamische



Verhalten der PDE aufgrund vernachlässigbarer Dämpfungs- und Trägheitskräfte extrapolieren lässt, ist der gewählte Versuchsaufbau ohne Einschränkungen für die strukturdynamischen Untersuchungen geeignet.

Zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens werden Frequenzrampen von  $f = 0$  bis 100 Hz mit einer Steigung von 0,5 Hz/s genutzt. Um mögliche Kompressionseffekte in den Zylinderräumen ausschließen zu können, werden sämtliche Messreihen mit beidseitig geöffneten Zylinderräumen durchgeführt.

### 6.1.3 Versuchsdurchführung - Kolbenkonfigurationen

Neben der Bestimmung des für den adaptiven und passiven Einsatz relevanten Übertragungsverhaltens der beweglichen Struktur werden auch die verfügbaren Kolbenkonfigurationen untersucht. Dabei werden Erkenntnisse über die Beeinflussung der adaptiven Kolbenkraft bei geschlossener Kolbenrückseite (Konfiguration  $gK$ ) gesammelt.

Hierzu wird bei gleichbleibender Versuchskonfiguration die rückseitige Kolbenkonfiguration variiert. Um einen aussagekräftigen Vergleich zu ermöglichen, wird der rückseitig geöffnete Zylinderraum mit drei unterschiedlichen geschlossenen Varianten verglichen. Die Ausgangsvariante ist der geschlossene Zylinderraum ohne Zusatzvolumen (ZV), welcher ein mittleres Volumen von  $\bar{V}_{0ZV} = 78\,540\text{ mm}^3$  besitzt. Mit Hilfe der in **Abb. 7.8** installierten Zusatzvolumen ober- und unterhalb des Zylinders kann dieses Volumen auf das 2,7-fache (1 ZV) bzw. das 4,4-fache (2 ZV) erhöht werden.

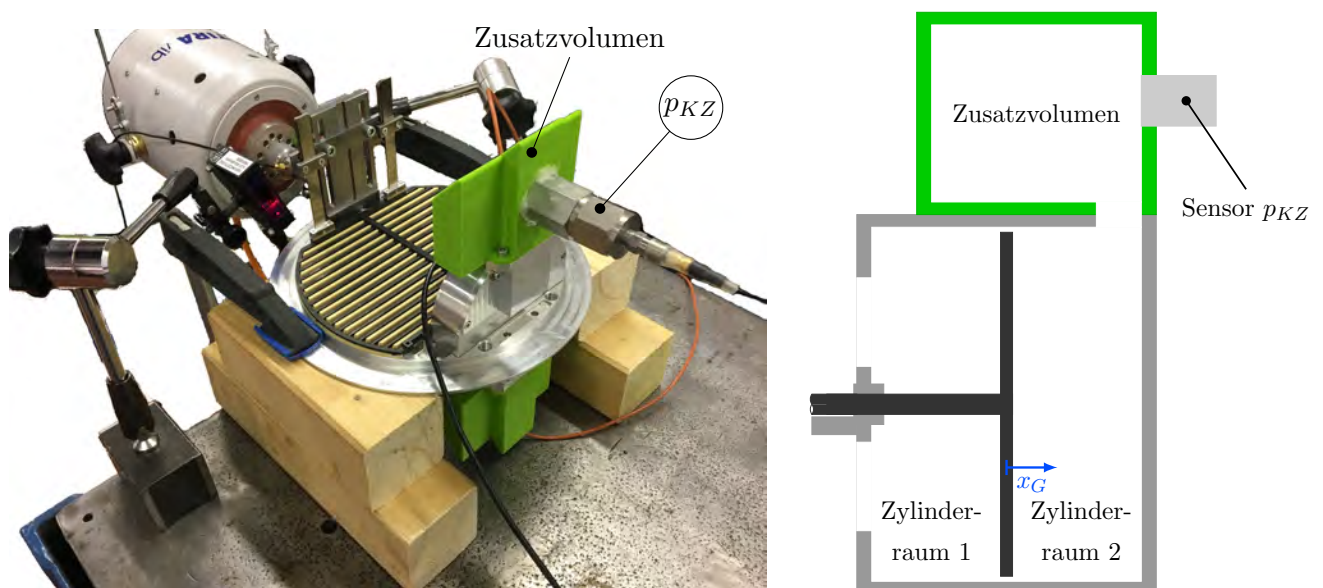


Abb. 6.2: Messaufbau mit installiertem Zusatzvolumen (2 ZV) und zusätzliche Sensorik  $p_{KZ}$  (links) und schematische Darstellung der Ankopplung des Zusatzsvolumens an den rückseitigen Zylinderraum 2 mit einem Zusatzvolumen (1 ZV, rechts)

Die Zusatzvolumina werden über spezielle Abdeckungen der Öffnungen des rückseitigen Zylinderraums 2 mittels großflächiger Verbindungen an den Zylinderraum angeschlossen. Während der strukturdynamischen Messreihen waren die Drucksensoren am Zylindergehäuse nicht verfügbar. Daher ist der sich einstellende Druck in dem abgeschlossenen Zylinderraum über einen zusätzlichen Drucksensor  $p_{KZ}$  am oberen Zusatzvolumen erfasst worden.

## 6.2 Gasmengenversuchsstand

Die strömungsmechanischen und akustischen Untersuchungen an der adaptiven und passiven PDE wurden am Gasmengenversuchsstand des FG Fluidtechnik durchgeführt. Nachfolgend werden dessen grundlegender Aufbau und die Funktionsweise des speziell für die akustischen Untersuchungen entwickelten Pulsationsgenerators erläutert. Die verwendeten Messkonfigurationen werden anschließend vorgestellt. Bei den stationären Messreihen steht vor allem der aus strömungsmechanischer Sicht für das Betriebsverhalten elementare Verlauf des Verlustbeiwerts  $\zeta_1$  in Abhängigkeit von der Gitterposition  $x_G$  im Fokus. Zusätzlich sollen die stationären Messreihen genutzt werden, um die adaptiven Gitterkräfte  $F_G$  näher quantifizieren zu können. Anhand der akustischen Versuchsreihen wird das pulsationsdämpfende Verhalten der neuentwickelten adaptiven und passiven PDE messtechnisch erfasst.

### 6.2.1 Aufbau des Versuchsstands

Der Gasmengenversuchsstand wurde zur Untersuchung stationärer sowie instationärer Fragestellungen aus dem Bereich der Strömungsmechanik konzipiert. Es handelt sich um einen Closed-Loop-Versuchsstand, welcher mit Luft betrieben wird. Die wesentlichen Komponenten sind die beiden Antriebseinheiten, die integrierte Druckniveaulierung, der Wärmeübertrager, die parallelen Volumenstrom-Messschienen sowie die Messstrecke mit vorgeschaltetem Pulsationsgenerator, **Abb. 6.3**.

Zum Betrieb des Versuchsstandes stehen zwei unterschiedliche Antriebsaggregate - ein Drehkolbengebläse ( $P_{el} = 75 \text{ kW}$ ) und ein Schraubenkompressor ( $P_{el} = 100 \text{ kW}$ ) - zur Verfügung. Beide Maschinen sind über eine saug- und eine druckseitige Sammelleitung mit zwei Pulsationsbehältern (1-Kammer-Schalldämpfer) verbunden, welche als akustische Filter dienen. Die Saug- und Druckseite sind zusätzlich über einen Bypass miteinander verbunden. Da die Schraubenmaschine lediglich Betriebsvolumenströme von maximal  $500 \text{ m}^3/\text{h}$  liefern kann, wird für die Untersuchungen auf das Drehkolbengebläse mit einem maximalen Betriebsvolumenstrom von  $1800 \text{ m}^3/\text{h}$  zurückgegriffen. Dieses ist aufgrund seiner Bauart jedoch nur unter saugseitigen Atmosphärenbedingungen und bis zu einem Differenzdruck von  $80 \text{ kPa}$  einsetzbar.

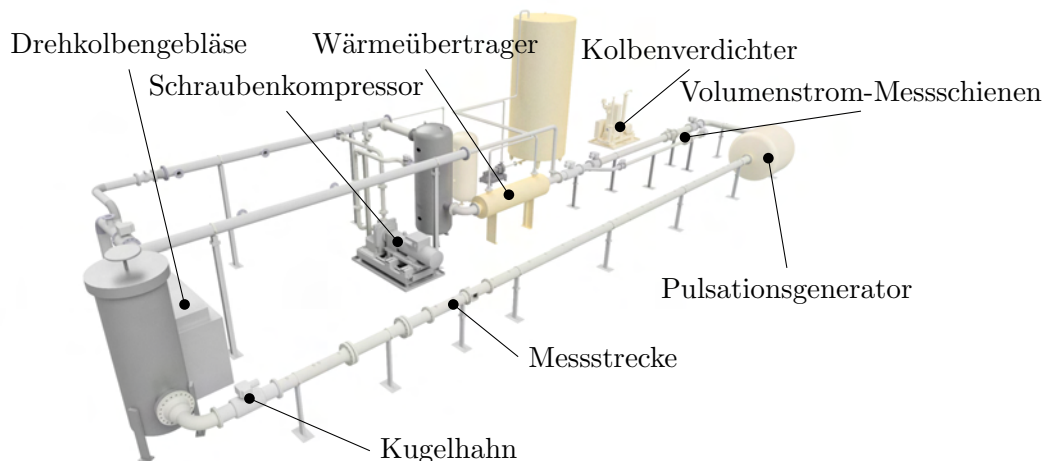


Abb. 6.3: Übersicht des Gasmengenversuchsstands mit den wesentlichen Anlagenkomponenten

Ein an den Kreislauf angeschlossener Kolbenverdichter ermöglicht es, Untersuchungen bei unterschiedlichen Druckniveaus durchzuführen. Aufgrund der Restriktion des saugseitigen Anlagen-drucks des Drehkolbengebläses wird dieser im Rahmen der Untersuchungen jedoch nicht genutzt. Für eine konstante Betriebstemperatur des Fördermediums ist ein Gegenstrom-Wärmeübertrager in Rohrbündelbauweise installiert.

Zur Erfassung der Betriebsvolumenströme sind zwei parallele Volumenstrom-Messschienen in den Kreislauf integriert. Diese sind mit einem Turbinenradzähler ( $\dot{V}_{max} = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$ ) und einem Ultraschallzähler ( $\dot{V}_{max} = 1200 \text{ m}^3/\text{h}$ ) bestückt. Durch die gleichzeitige Erfassung der lokalen Drücke und Temperaturen kann der Massendurchsatz bestimmt werden.

Hinter den Messschienen befindet sich das Kernstück des Versuchsstandes in Form des am FG Fluid-technik entwickelten Pulsationsgenerators sowie der daran angeschlossenen Untersuchungsmessstrecke mit einer Gesamtlänge von ca. 18 m. Das Rohrleitungssystem hat eine Nennweite von DN200 und darf bei einem Nenndruck von bis zu 16 bar betrieben werden. Die Messstrecke ist frei konfigurierbar und mündet in den saugseitigen Pulsationsbehälter. Um den Betriebsdruck in der Messstrecke beim Betrieb des Drehkolbengebläses anzuheben und die Reflektionscharakteristik der Messstrecke zu variieren, ist ein regelbarer Kugelhahn am Ende der Messstrecke installiert. Dieser besitzt einen Bohrungsdurchmesser von  $d_{KH} = 150 \text{ mm}$  sowie eine konische Ein- und Auslasskontur.

### 6.2.2 Pulsationsgenerator

Der Pulsationsgenerator ermöglicht es, Druckschwankungen mit einer Grundfrequenz von bis zu 100 Hz zu erzeugen. Er basiert auf zwei konzentrischen Strömungsgittern mit 16 radial angeordneten freien Gitterschlitzen, von denen eines fixiert und das andere rotatorisch gelagert ist, **Abb. 6.4**. Das drehbare Strömungsgitter wird mit Hilfe eines drehzahlvariablen Schrittmotors über einen Zahnriemen

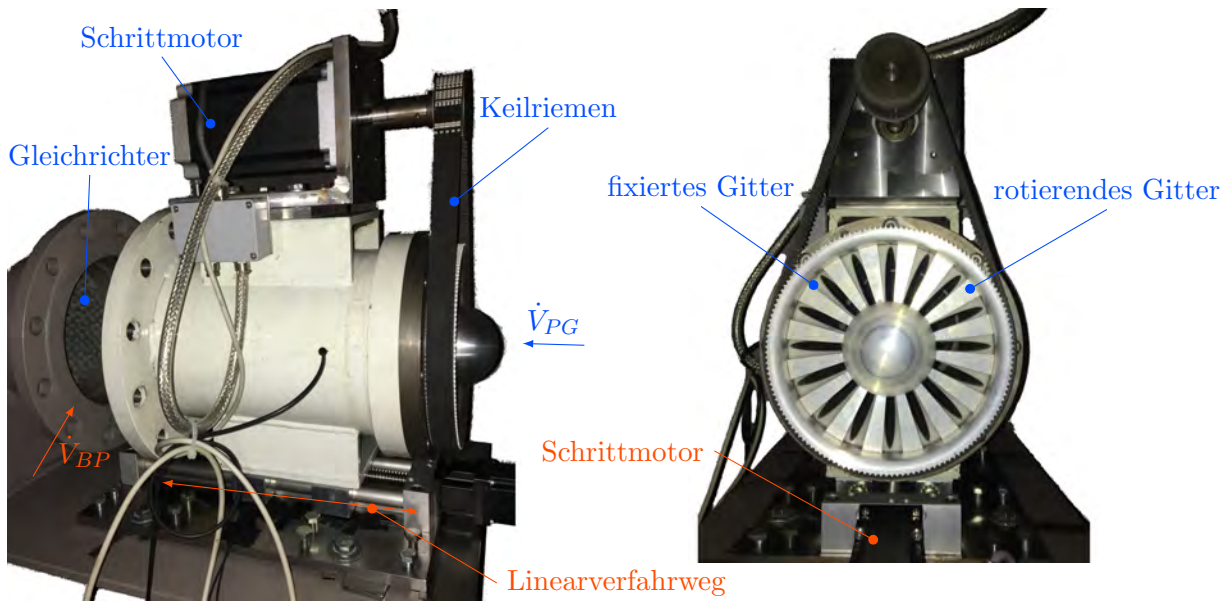


Abb. 6.4: Pulsationsgenerator in der Seitenansicht und Frontalansicht durch die Blende

angetrieben. Das dahinterliegende feststehende Strömungsgitter führt in Kombination mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit des rotierenden Gitters zu einem rein harmonischen Verlauf der freien Strömungsfläche. Die dazugehörige Anregungsfrequenz ergibt sich aus dem Produkt der Drehfrequenz des Gitters und der Anzahl der Gitterschlitze. Das Flächenverhältnis zwischen der in axiale Richtung projizierten Strömungsfläche und dem Rohrleitungsquerschnitt liegt in einem Bereich von  $0 < \alpha_{PG} < 0,19$ . Um näherungsweise konstante Bedingungen auf der Zuströmseite vor dem Gitter zu ermöglichen, wurde der Pulsationsgenerator in einem Druckbehälter ( $d = 1,6\text{ m}$ ,  $l = 1,74\text{ m}$ ) installiert.

Bei der Betrachtung von Pulsationen in Rohrleitungssystemen ist neben der Frequenz und den Druckamplituden auch der Pulsationsindex  $I_c$  ein wesentliches Charakterisierungsmerkmal. Dieser ist als Quotient des Betrags der Schnelleamplitude  $\hat{c}$  und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{c}$  definiert:

$$I_c = \frac{|\hat{c}|}{\bar{c}} \quad (6.1)$$

Am Pulsationsgenerator kann dieser über einen Bypass unabhängig von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit sowie der Pulsationsfrequenz eingestellt werden. Der Bypass führt zu einer radialen und nahezu konstanten Zuströmung  $\dot{V}_{BP}$  zwischen den beiden Flanschen vor dem Eintritt in die eigentliche Messstrecke (vgl. Abb. 6.4 links). Er wird über eine Linearverfahreinheit, welche ebenfalls über einen Schrittmotor angetrieben wird, eingestellt. Das Flächenverhältnis zwischen der radialen Zuströmung und dem Rohrleitungsquerschnitt der Messstrecke liegt in einem Bereich von  $0 < \alpha_{BP} < 3,9$ . Um Sekundärströmungseffekte - wie bspw. Drall durch das rotierende Gitter - zu vermeiden, ist am unmittelbaren Eintritt in die Messstrecke ein Strömungsgleichrichter mit einer Wabenstruktur installiert. Der Gleichrichter besitzt eine Gesamtlänge von ca. 150 mm und hat ein Längen-Durchmesser-Verhältnis der Waben von ca. acht.

### 6.2.3 Versuchsdurchführung - stationäre Messungen

Zur Bestimmung der strömungsmechanischen Eigenschaften der PDE wird diese 4,64 m vor dem Kugelhahn in der Messstrecke installiert, **Abb. 6.5**. Auf Basis dieser Messreihen kann sowohl der auslenkungsabhängige Verlustbeiwert  $\zeta_1$  als auch der für die Beschreibung der adaptiven Gitterkraft relevante Einflussfaktor  $\beta_G$  bestimmt werden. Um einen visuellen Zugang zur PDE zu erhalten, wurde ein spezielles 600 mm langes Rohrelement angefertigt. Dieses besitzt zwei gegenüberliegende Sichtfenster, welche über druckfestes Acrylglas verschlossen werden. Zusätzlich zu der optischen Kontrolle des Betriebsverhaltens erfolgt auch die Kabeldurchführung der Sensorik am Prototypen mittels druckfester Kabelverschraubungen durch eines der Sichtfenster.

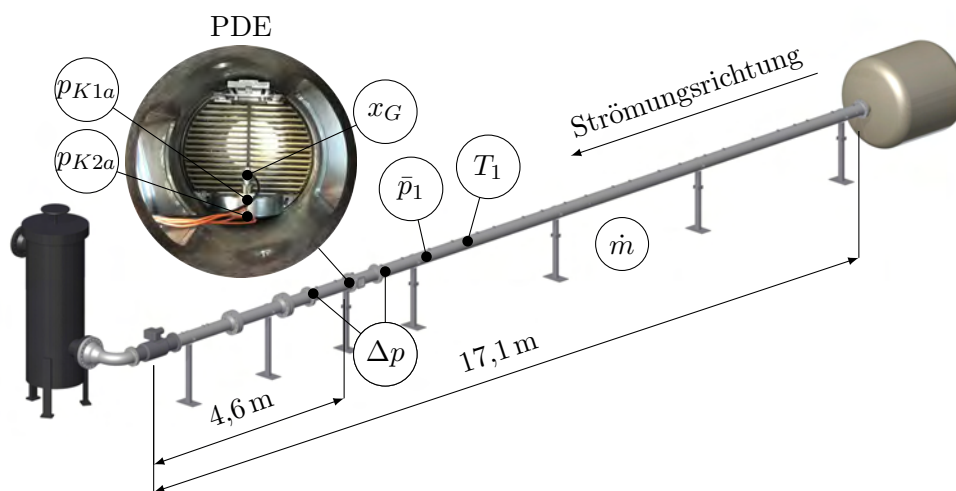


Abb. 6.5: Versuchskonfiguration zur Bestimmung der strömungsmechanischen Eigenschaften der PDE

Die Messkonfiguration beinhaltet die Erfassung des Luftmassenstroms  $\dot{m}$  über den installierten Turbinenradzähler sowie die Bestimmung des statischen Druckes  $\bar{p}_1$  1,5 m und der Temperatur  $T_1$  ( $[T_1] = K$ , alternative Angabe:  $[\vartheta_1] = ^\circ C$ ) 2,4 m vor der PDE. Parallel dazu wird der statische Differenzdruck  $\Delta p$  über 0,8 m vor und 1,2 m hinter der PDE liegende Stutzen abgegriffen (vier- bzw. sechsfache Nennweite). Die Auslenkung  $x_G$  wird ebenfalls erfasst, um den Betriebspunkt einer Gitterposition zuordnen zu können.

Zudem werden die Drücke in dem vorderen und hinteren Zylinderraum ( $p_{K1a}$  und  $p_{K1b}$  bzw.  $p_{K2a}$  und  $p_{K2b}$ ) erfasst, damit die Kolbenkräfte bestimmt werden können. Für bekannte Steifigkeiten der gewählten Biegefedereinstellungen kann daraufhin über das statische Kräftegleichgewicht (Gl. 5.26) die betriebspunktabhängige Gitterkraft berechnet werden. Daraus lässt sich abschließend der Einflussfaktor  $\beta_G$  ableiten.

Es werden stationäre Betriebspunkte untersucht. Während einer Versuchsreihe wird stufenweise der Massenstrom über die Gebläsedrehzahl, den Bypass und den Kugelhahn variiert. Hierzu wird die

Kolbenkonfiguration *oK* gewählt und die Blattfedern so eingestellt, dass die PDE durch die statischen adaptiven Kräfte ausgelenkt wird. Die Abtastfrequenz beträgt erneut 2 kHz.

### 6.2.4 Versuchsdurchführung - akustische Messungen

Zur akustischen Untersuchung der PDE wird auf die vorhandenen Temperatur-  $T_1$  und Absolutdruckmesspunkte  $\bar{p}_1$  im vorderen Teil der Messstrecke sowie die Differenzdruckmessung  $\Delta p$  und die Massenstrombestimmung  $\dot{m}$  an den Messschienen zurückgegriffen (vgl. Abb. 6.5). Die Absolutdrücke im Zylinder werden ebenfalls weiterhin aufgezeichnet (vgl. Abb. 5.8). Um die Akustik im Rohrleitungssystem vor und hinter der PDE detailliert zu erfassen, wird die Messkonfiguration entsprechend erweitert, **Abb. 6.6**. Es werden zusätzlich sechs dynamische piezoelektrische Drucksensoren und eine Heißfilmsonde zur Bestimmung der lokalen Geschwindigkeit in der Rohrleitungsmitte installiert. Die genauen Messpositionen sowie die erfassten Messgrößen der ergänzten Sensoren sind **Tab. 6.1** zu entnehmen. Die verwendete Abtastfrequenz liegt ebenfalls bei 2 kHz.

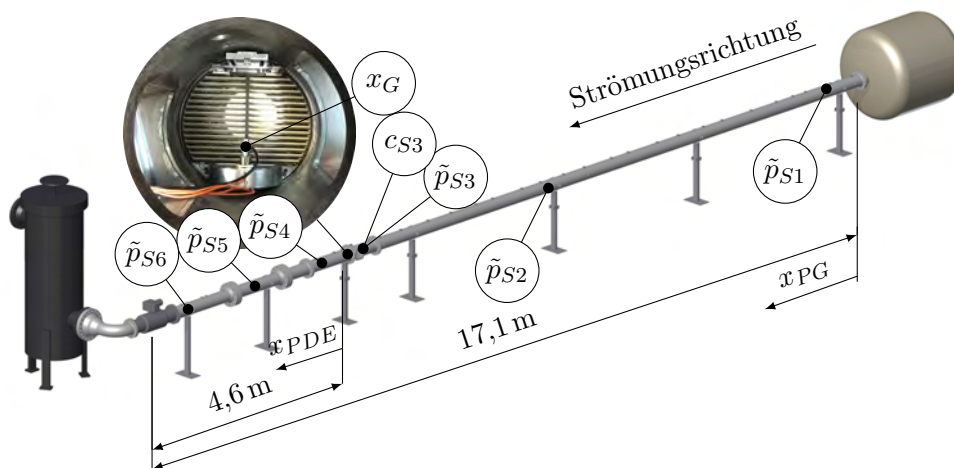


Abb. 6.6: Versuchskonfiguration zur Bestimmung des akustischen Verhaltens

Neben der geeigneten Wahl der Sensorik und deren Messpositionen muss auch das Übertragungsverhalten der Messstrecke den gewünschten Untersuchungsschwerpunkten entsprechen. Zur Überprüfung des hergeleiteten Funktionsprinzips der adaptiven und passiven PDE ist eine reflektionsfreie Ausbreitung ( $|\hat{r}_{KH}| = 0$ ) der Pulsationen hinter der PDE vorteilhaft. Denn sobald hinter der PDE Reflektionen an Rohrleitungseinbauten auftreten, stellt sich ein stehendes Wellenbild mit positionsabhängigen Schwankungsgrößen ein. Durch einen reflektionsfreien Abschluss hingegen wird auch bei nicht vollständiger Pulsationsdämpfung eine von den sonstigen Randbedingungen unabhängige Betrachtung der adaptiven und passiven PDE ermöglicht.

Bezeichnung	Messposition		Messgröße
	$x_{PG}$	$x_{PDE}$	
$\tilde{p}_{S1}$	0,92 m	-11,55 m	dyn. Druck
$\tilde{p}_{S2}$	6,82 m	-5,65 m	dyn. Druck
$\tilde{p}_{S3}$	12,27 m	-0,2 m	dyn. Druck
$\tilde{p}_{S4}$	13,33 m	0,86 m	dyn. Druck
$\tilde{p}_{S5}$	14,84 m	2,37 m	dyn. Druck
$\tilde{p}_{S6}$	16,49 m	4,02 m	dyn. Druck
$c_{S3}$	12,27 m	-0,2 m	Strömungsgeschwindigkeit
$x_G$	12,47 m	0,0 m	Auslenkung
$p_{K1a}, p_{K1b}$	12,47 m	0,0 m	Absolutdruck
$p_{K2a}, p_{K2b}$	12,47 m	0,0 m	Absolutdruck

Tab. 6.1: Bezeichnungen und Messpositionen für die instationären Messgrößen

In [Bec80] wird ein Ansatz vorgestellt, bei dem das reflektionsfreie Ausströmen aus einer Rohrleitung in die Umgebung über eine geeignete Düsenkontur am Austritt realisiert werden kann. Dieser Ansatz soll hier ebenfalls aufgegriffen werden, um trotz abweichender Rahmenbedingungen reflektionsarme Untersuchungsbedingungen zu ermöglichen. Dabei sollen geeignete Betriebspunkte mit gleichartigen Rahmenbedingungen gewählt und der Kugelhahn als Äquivalent zur Düsenkontur genutzt werden. Zur Bewertung dieser Messreihen wird die Durchgangsdämpfung betrachtet.

Zusätzlich soll der Einfluss auf das akustische Übertragungsverhalten bei stehenden Wellen untersucht werden und anhand der Einfügungsdämpfung bewertet werden. Die akustischen Eigenschaften der Messstrecke werden dabei durch die Position des Pulsationsgenerators am Eintritt und den Kugelhahn am Ende der Messstrecke bestimmt. Die Reflektionscharakteristik des Pulsationsgenerators kann vorab nicht eindeutig definiert werden. Bei geschlossenem Bypass tendiert der große Querschnittsprung zu einem akustisch geschlossenen Ende. Mit zunehmender Bypassöffnung treffen die aus der Messstrecke zurücklaufenden Schallwellen über die Ankopplung an das Behältervolumen tendenziell auf ein akustisch offenes Ende.

Der Kugelhahn wirkt bei starker Drosselung nahezu wie ein schallhartes Reflektionsende. Um stehende Wellen zu untersuchen, wird eine Kugelhahnstellung mit einem auf den Rohrleitungsquerschnitt bezogenem Flächenverhältnis von  $\alpha_{KH} = 0,085$  gewählt, theoretisch ergibt sich hierfür ein Reflektionskoeffizient von  $\hat{r}_{KH} = 0,84$  (vgl. [Mö12]).





# 7 Experimentelle Untersuchungen

Nachfolgend soll anhand von Messergebnissen die Funktionalität der entwickelten adaptiven und passiven PDE überprüft werden. Dazu werden zunächst die strukturdynamischen und strömungsmechanischen Eigenschaften sowie die adaptiven Kräfte getrennt voneinander untersucht. Anschließend wird das Zusammenspiel der Teildisziplinen in pulsierenden Strömungen im Hinblick auf das erarbeitete adaptive und passive Funktionsprinzip erfasst, bewertet und analysiert.

## 7.1 Strukturodynamik

Zur Bestimmung des strukturdynamischen Übertragungsverhaltens wird auf den in Abs. 6.1.1 vorgestellten Versuchsaufbau mit der in Abs. 6.1.2 dargestellten Messkonfiguration zurückgegriffen. Anhand der nachfolgenden Untersuchungen soll das bei der Auslegung der adaptiven und passiven PDE (Abs. 5.2.4) zu berücksichtigende strukturdynamische Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  für unterschiedliche Biegefederkonfigurationen ermittelt werden. Das Übertragungsverhalten kann gleichzeitig für die späteren Betrachtungen des statischen Kräftegleichgewichts verwendet werden.

**Abb. 7.1** zeigt exemplarisch den Verlauf einer Frequenzrampe sowie die erfasste dynamische Erregerkraft  $\tilde{F}_S$  und die auf dem Carbonkolben gemessene dynamische Bewegung des Gitters  $\tilde{x}_G$ . Die erhöhten Amplituden bei niedrigen Frequenzen deuten bereits auf den erwähnten Einfluss des Versuchsaufbaus im Bereich der Pendelfrequenz des Schwingerregers sowie die Tischeigenfrequenz hin. Im übrigen Bereich nimmt die gemessene Amplitude der Gitterbewegung mit zunehmender Frequenz kontinuierlich ab. Dieses Verhalten ist auf die Funktionsweise des Schwingerregers zurückzuführen, welcher nahezu starr an das bewegliche Gitter gekoppelt ist. Dessen Erregerbewegung wird über eine konstante Wechselspannungsamplitude induziert. Aufgrund der verhältnismäßig weichen Struktur wird die Bewegung primär durch Trägheitskräfte der Erregermasse sowie der Gittermasse limitiert und klingt mit zunehmender Frequenz aufgrund zunehmender Beschleunigungen ab. Die gemessene Kraft  $F_S$  entspricht dabei der Schnittkraft zwischen den gleichartigen Bewegungen des Gitters und des Schwingerregers.

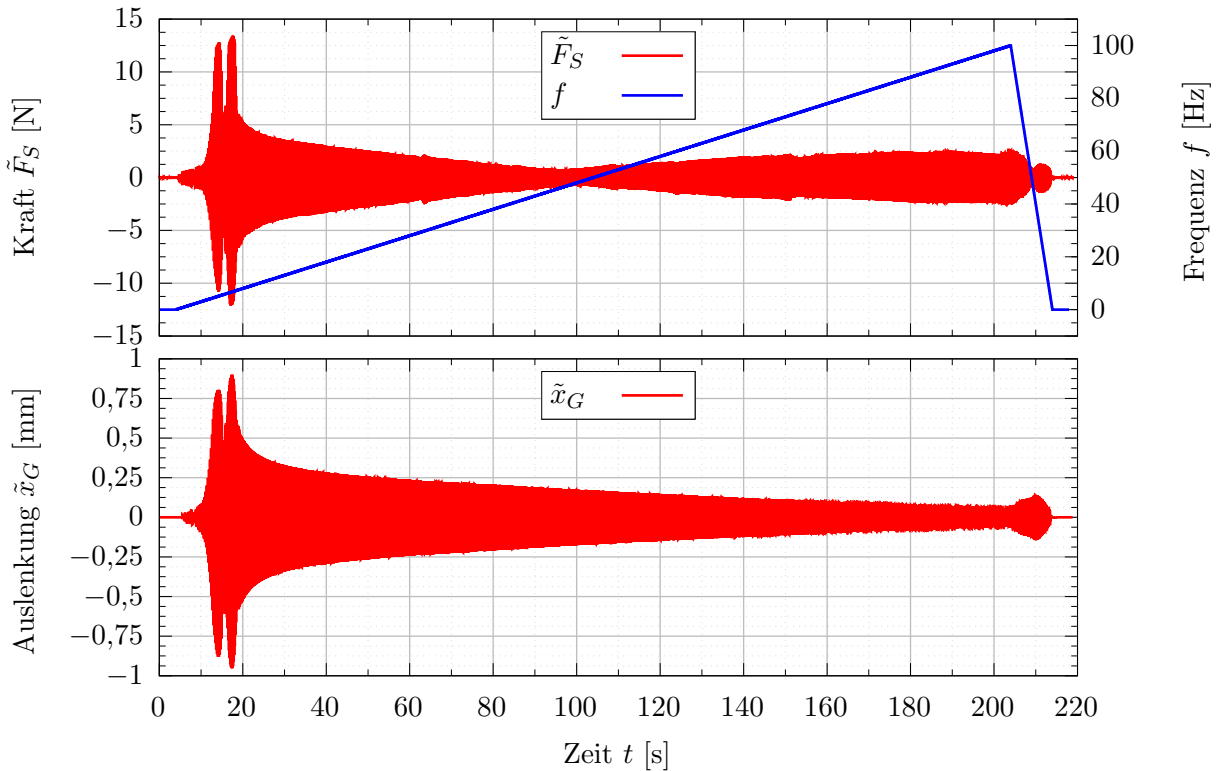


Abb. 7.1: Zeitsignale der strukturdynamischen Untersuchungen an der PDE (freie Biegefederlänge  $l_{BF} = 53 \text{ mm}$ , Gitterkombination  $B4$ , Nullposition  $x_0 = 1,0 \text{ mm}$ , Kolbenkonfiguration  $oK$ )

### 7.1.1 Auswertemethodik

Neben der Betrachtung von Frequenzspektren werden die Ergebnisse der Strukturuntersuchungen vorrangig anhand von Übertragungsfunktionen der Krafterregung  $F_S$  auf die Gitterbewegung  $x_G$  dokumentiert [Nat92]. Anhand von Autoleistungs-  $\hat{S}_{i-i}$  und Kreuzleistungsspektren  $\hat{S}_{i-j}$  kann das betrags- und phasenmäßige Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  für verrauschte Ein-  $F_S$  und Ausgangssignale  $x_G$  bestimmt werden:

$$\hat{H}_G = \frac{\hat{S}_{F_S-x_G}}{|\hat{S}_{F_S-x_G}|} \cdot \sqrt{\frac{\hat{S}_{x_G-x_G}}{\hat{S}_{F_S-F_S}}} \quad (7.1)$$

Durch zusätzlichen Bezug der Kreuzspektren auf die Autospektren des Ein- und Ausgangssignals kann die Plausibilität der Abhängigkeit des Ausgangssignals vom Eingangssignal überprüft werden. Der Zusammenhang zwischen beiden Messgrößen wird nachfolgend anhand der Kohärenz  $Y$  dokumentiert:

$$Y = \sqrt{\frac{|\hat{S}_{F_S-x_G}|^2}{\hat{S}_{F_S-F_S} \cdot \hat{S}_{x_G-x_G}}} \quad (7.2)$$

Als Fensterfunktion für die Spektren wurde auf das Hanning-Fenster [Mey14] zurückgegriffen und eine Fensterlänge von  $N = 4096$  Werten mit 50%iger Überlappung der aufeinanderfolgenden und abschließend gemittelten Messfenster gewählt. Diese Konfiguration ergibt eine spektrale Auflösung von  $\Delta f = 0,488 \text{ Hz}$  und wird auch für die spektrale Analyse der akustischen Untersuchungen beibehalten.

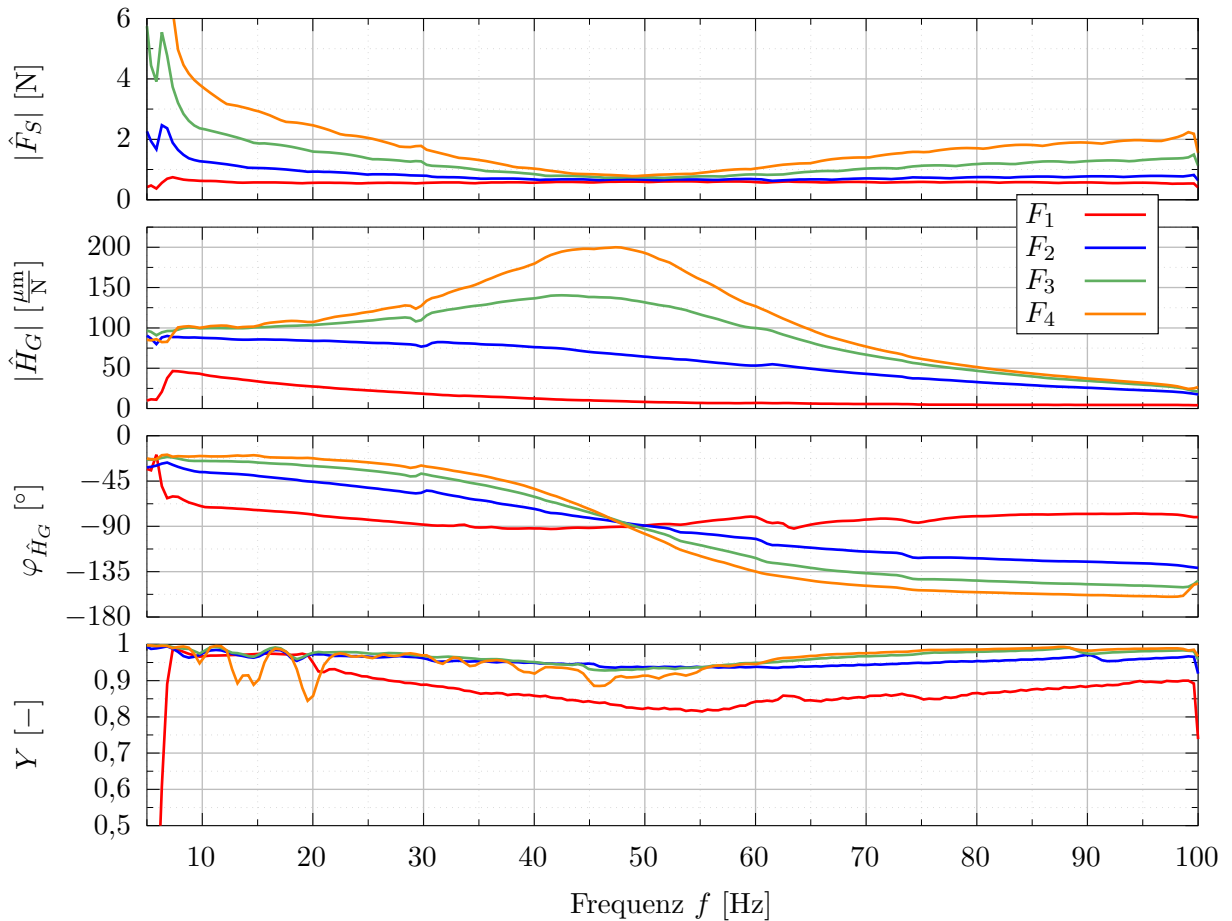


Abb. 7.2: Amplitudenspektrum der Erregerkraft  $|\hat{F}_S|$ , Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  und Kohärenz  $Y$  der Gitterbewegung  $x_G$  bezogen auf die Erregerkraft  $F_S$  für unterschiedliche Anregungsintensitäten  $F_1$  bis  $F_4$  (freie Biegefederlänge  $l_{BF} = 53$  mm, Gitterkombination  $B4$ , Nullposition  $x_0 = 1,0$  mm, Kolbenkonfiguration  $oK$ )

### 7.1.2 Übertragungsverhalten

Auf Basis des vorgestellten Versuchsaufbaus und der vorgestellten Auswertemethodik werden ergebnisorientierte Untersuchungen des Übertragungsverhaltens durchgeführt. Die untersuchten Konfigurationen der beweglichen Struktur beinhalten freie Biegefederlängen von  $l_{BF} = 38$  bis  $63$  mm für beide Carbongitter A und B. Zusätzlich werden die Amplituden der Erregerkraft in äquidistanten Schritten ausgehend von der geringsten Erregerkraft bis auf das Vierfache ( $F_4 = 4 \cdot F_1$ ) erhöht. Um einen möglichen Einfluss durch kompressionsbedingte Kolbenkräfte auszuschließen, werden die Abdeckungen der vorder- und rückseitigen Öffnungsflächen des Zylinders entfernt. In **Abb. 7.2** ist exemplarisch das Übertragungsverhalten sowie die Kohärenz für unterschiedliche Erregerkräfte bei unveränderter PDE-Konfiguration dargestellt. Das auf die zusätzlichen Messpunkte ( $x_A$ ,  $x_B$ ) bezogene Übertragungsverhalten liefert bei sämtlichen Messreihen nahezu identische Ergebnisse. Funktionsbeeinträchtigende Verdrehbewegungen des Gitters konnten nicht detektiert werden. Die nachfolgenden Ergebnisse beziehen sich daher ausschließlich auf die Messposition  $x_G$ .

Die dargestellten Ergebnisse zeigen ein stark nichtlineares Verhalten. Die Amplitude der Erregerkraft hat einen maßgeblichen Einfluss auf das Übertragungsverhalten. Für niedrige Erregerkräfte entspricht das Verhalten einem kritisch bis überkritisch gedämpften Ein-Massen-Schwinger. Mit steigenden Erregerkräften kommt es zu einem zunehmend ausgeprägten Resonanzverhalten bei einer gemessenen Resonanzfrequenz von  $f_{0,meas}(l_{BF} = 53 \text{ mm}) = 48,6 \text{ Hz}$ . Die Ursache hierfür liegt in der nichtlinearen Reibkraft. Größere Erregerkräfte führen zu proportional größeren linearen Kräften - Rückstellkraft, Dämpfungskraft und Trägheitskraft. Die dämpfend wirkende Reibkraft ( $F_{R,G} \neq f(\dot{x}_G)$ ) bleibt gleichzeitig konstant und besitzt daher mit zunehmenden Erregerkräften einen abnehmenden Einfluss auf das Übertragungsverhalten. Für den Einsatz zur Pulsationsdämpfung werden große dynamische Auslenkungen mit Amplituden im Bereich von ca.  $\hat{x}_G = 1 \text{ mm}$  angestrebt. Daher ist für die unterschiedlichen Untersuchungskonfigurationen primär das Verhalten mit den größten Erregerkräften von Interesse. Dabei wird neben der zunehmenden Resonanzamplitude auch eine zunehmende Phasentreue im unterkritischen Bereich deutlich, vgl. Abb 7.2. Neben der Kenntnis des betragsmäßigen Übertragungsverhaltens bzw. der Nachgiebigkeit ist insbesondere ein phasentreues Verhalten der für den Verlustbeiwert entscheidenden Auslenkung ein notwendiges Kriterium für das adaptive Funktionsprinzip zur vollständigen Pulsationsdämpfung.

Die Kohärenz liefert eine durchgehend hohe Abhängigkeit der dynamischen Auslenkung von der Erregerkraft. Die Messergebnisse und daraus ermittelten Übertragungsfunktionen können als plausibel eingestuft werden. Lediglich die Kohärenz der Messungen mit der niedrigsten Erregerkraft  $F_1$  liefert eine teilweise leicht reduzierte Abhängigkeit mit Kohärenzwerten  $Y \approx 0,81$ .

Um den bereits beschriebenen Einfluss der Reibung zu verdeutlichen, sind in **Abb. 7.3** Hysteresekurven dargestellt. Die Verläufe der gemessenen Erregerkräfte über der dynamischen Auslenkung des Gitters besitzen einen stark ausgeprägten reibungsbedingten Haftbereich am oberen und unteren Scheitelpunkt der Gitterbewegung. Dieser bestätigt das nichtlineare Übertragungsverhalten und ist in guter Näherung unabhängig von der Frequenz. Mit zunehmenden Auslenkungen nimmt der Haftbereich leicht zu und führt zu ggf. leicht unterschiedlich stark ausgeprägten Haftbereichen bei minimaler und maximaler Auslenkung. Der ansonsten nahezu parallele Verlauf während des Gleitens deutet darauf hin, dass viskose Dämpfungseffekte eine untergeordnete Rolle spielen. Während der Haftbereich durch einen gleichbleibenden nahezu vertikalen Verlauf frequenzunabhängig ist, besitzt die Gleitbewegung des Gitters eine frequenzabhängige Steigung. Diese resultiert aus dem mit der Frequenz zunehmenden Einfluss der Massenträgheit. Die Steigung der Gleitbewegung verläuft im unterkritischen Bereich zunächst positiv - Rückstellkräfte dominieren. Im Bereich der gemessenen Resonanzfrequenz tendiert die Steigung für die Gleitbewegung gegen  $0 \text{ N/m}$  und wird im überkritischen Bereich negativ, da hier beschleunigungsproportionale Trägheitskräfte überwiegen.

Als wesentliche Ergebnisse der strukturdynamischen Untersuchungen werden die statische Nachgiebigkeit (Kehrwert der Steifigkeit) sowie die Eigenfrequenz betrachtet, **Abb. 7.4**. Das Funktionsprinzip fordert ein phasentreues Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$ . Dieses ist nur bei unterkritischer Anregung der Struktur realisierbar. Im unterkritischen Bereich können Trägheits- und

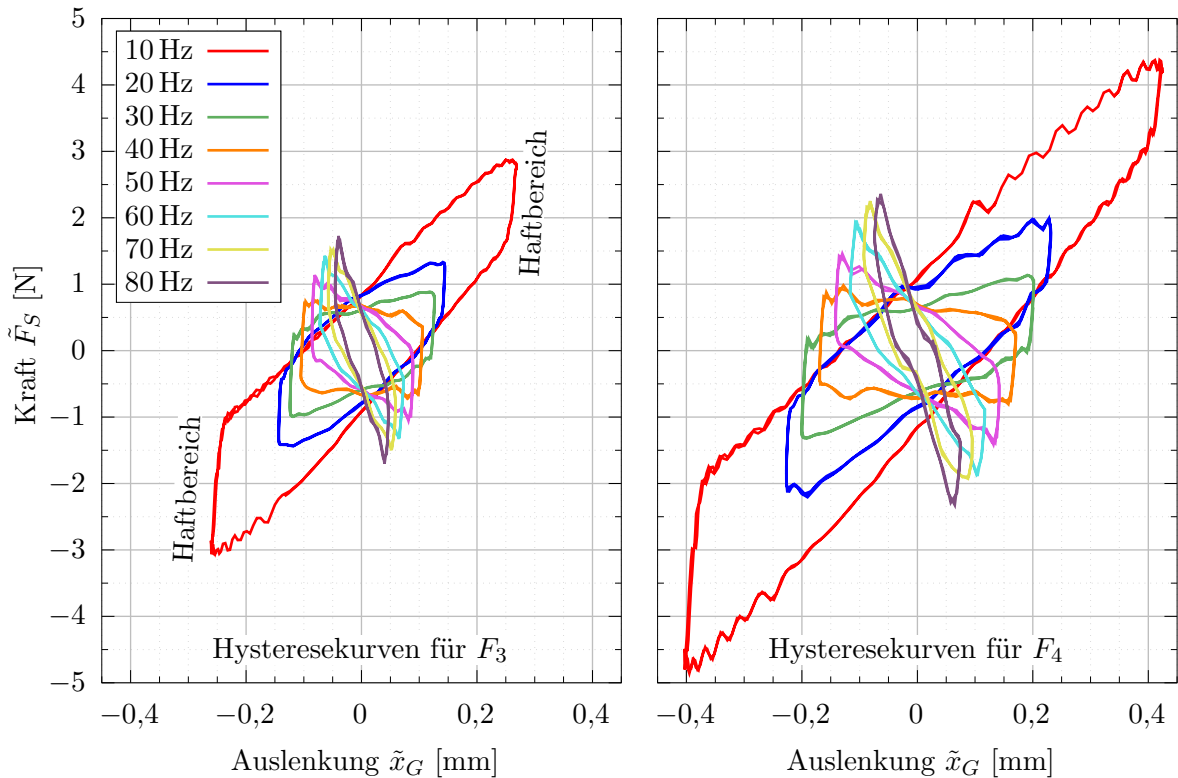


Abb. 7.3: Gemessene Hysteresekurven für unterschiedliche Frequenzen von 10 bis 80 Hz für zwei Anregungsintensitäten  $F_3$  und  $F_4$  (freie Biegefederlänge  $l_{BF} = 53$  mm, Gitterkombination  $B4$ ,  $x_0 = 1,0$  mm, Kolbenkonfiguration  $oK$ )

Dämpfungseinflüsse (bzw. Reibungseinflüsse) vernachlässigt werden und das Übertragungsverhalten wird durch die Nachgiebigkeit der Biegefeder bestimmt. Auf eine frequenzselektive Betrachtung zur Anpassung des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts (Gl. 5.25 bzw. Gl. 5.30) gemäß dem adaptiven Funktionsprinzip wird zunächst verzichtet und lediglich die statische Nachgiebigkeit betrachtet. Der Phasenverlauf  $\varphi_{\hat{H}_G}$  des Übertragungsverhaltens wird ebenfalls vernachlässigt, da dieser aufgrund des nichtlinearen Verhaltens stark situationsabhängig ist. Die Betrachtung der Eigenfrequenz ermöglicht eine Orientierung, um den nutzbaren unterkritischen Bereich mit möglichst phasentreuer Bewegung abzuschätzen.

Die statische Nachgiebigkeit ( $\hat{H}_G(f = 0 \text{ Hz})$ ) konnte aufgrund des Versuchsaufbaus nicht direkt ermittelt werden. Zusätzliche Versuchsreihen mit einer statischen Kraftbelastung haben ebenfalls zu unzufriedenstellenden Ergebnissen geführt. Daher wird stellvertretend die Nachgiebigkeit über das betragsmäßige Übertragungsverhalten bei  $f = 10$  Hz betrachtet und über die jeweiligen Messreihen mit den größten Erregerkräften  $F_4$  abgegriffen. Ein Vergleich mit den aus der Eigenfrequenz und der bekannten schwingenden Masse des Gitters ermittelten Nachgiebigkeiten kann diese Vorgehensweise bestätigen. Die gemessenen Nachgiebigkeiten der beiden Gitter bei  $f = 10$  Hz verlaufen nahezu parallel. Gitter  $B$  weist eine stets leicht höhere Nachgiebigkeit auf. Die Ursache hierfür ist eine reduzierte Steifigkeit der Gitterkontur im Bereich der Biegefederanbindung, welche aus der geringeren Gitterhöhe resultiert.

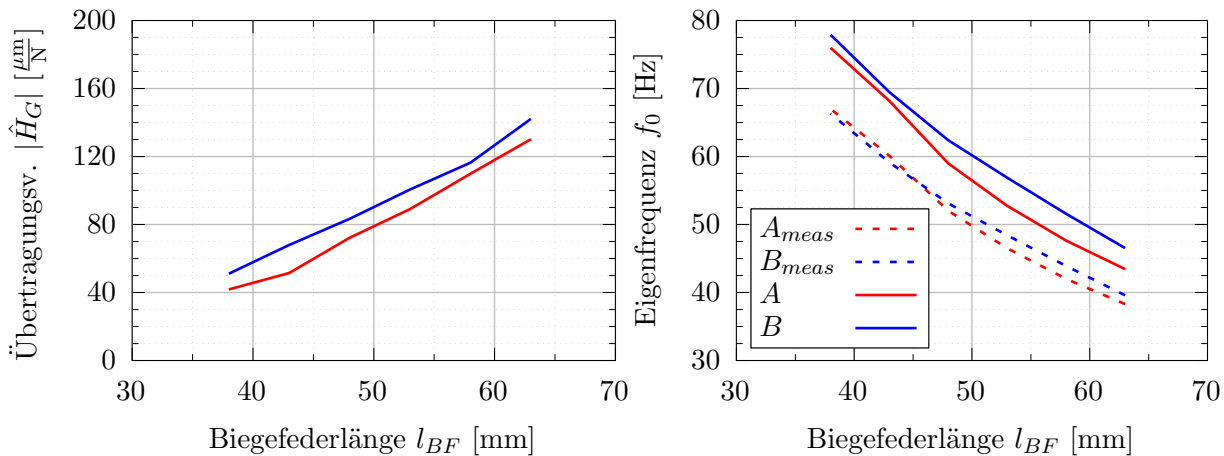


Abb. 7.4: Betragmäßiges Übertragungsverhalten (bei  $f = 10$  Hz) sowie gemessene und korrigierte Eigenfrequenzen für die beiden Gitter  $A$  und  $B$  über der freien Biegefederlänge  $l_{BF}$

Die messtechnisch ermittelten Eigenfrequenzen müssen nachkorrigiert werden. Der mitschwingende Teil der Kopplung an die Kraftmessdose besitzt ein Eigengewicht von ca. 32 g. Diese zusätzliche Trägheit hat aufgrund der geringen Masse des Gitters einen nicht unerheblichen Einfluss auf das gemessene strukturdynamische Übertragungsverhalten. Dieser Einfluss kann analytisch bei der Bestimmung der Eigenfrequenz korrigiert werden. Für den linearen Ein-Massen-Schwinger kann die Eigenfrequenz über den  $90^\circ$ -Phasenversatz ermittelt werden, da dieser eindeutig durch die Lage der Eigenfrequenz charakterisiert wird. Daher kann anhand der gemessenen Eigenfrequenzen  $f_{0,meas}$  durch Berücksichtigung der Zusatzmasse  $m_Z$  auf die Eigenfrequenzen des Gitters ohne Zusatzmasse  $f_{0,G}$  geschlossen werden:

$$f_{0,meas} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_G}{m_G + m_Z}} \quad \text{bzw.} \quad f_{0,G} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_G}{m_G}} \quad \implies \quad f_{0,G} = f_{0,meas} \cdot \sqrt{\frac{m_G + m_Z}{m_G}} \quad (7.3)$$

Die abgeleiteten Korrekturfaktoren liegen bei 1,134 für Gitter  $A$  und bei 1,175 für Gitter  $B$ . Für beide Konturen werden in Abhängigkeit der freien Blattfederlänge ähnliche Eigenfrequenzen  $f_{0,meas}$  gemessen. Nach Korrektur der gemessenen Eigenfrequenzen  $f_{0,meas}$  auf die Eigenfrequenzen des Gitters ohne Zusatzmasse  $f_{0,G}$  liegt die Eigenfrequenz für Gitter  $B$  stets leicht oberhalb von Gitter  $A$ . Der Einfluss durch die reduzierte Gittermasse wird jedoch teilweise durch eine reduzierte Steifigkeit für Gitter  $B$  kompensiert.

## 7.2 Strömungsmechanik

Nachdem das Übertragungsverhalten der Struktur erfasst wurde, soll das stationäre strömungsmechanische Verhalten der PDE näher charakterisiert werden. Im Fokus der Untersuchungen liegt die Ermittlung des für das Betriebsverhalten elementaren Verlaufs des Verlustbeiwerts  $\zeta_1$  in Abhängigkeit von der Gitterposition  $x_G$ . Daraus kann der für die Auslegung gemäß dem adaptiven und passiven Funktionsprinzip benötigte Verlustbeiwertgradient  $\zeta_x$  bestimmt werden.

Die strömungsmechanischen Untersuchungen an der adaptiven und passiven PDE wurden am Gas-mengenversuchsstand des FG Fluidtechnik durchgeführt. Die verwendete Messkonfiguration wurde bereits in Abs. 6.2.3 erläutert.

### 7.2.1 Auswertemethodik

Für die bereits vorgestellten Gitterkombinationen werden stufenweise konstante Betriebspunkte eingestellt. Eine exemplarische Messreihe für die Gitterkombination *B4* ist in **Abb. 7.5** dargestellt.

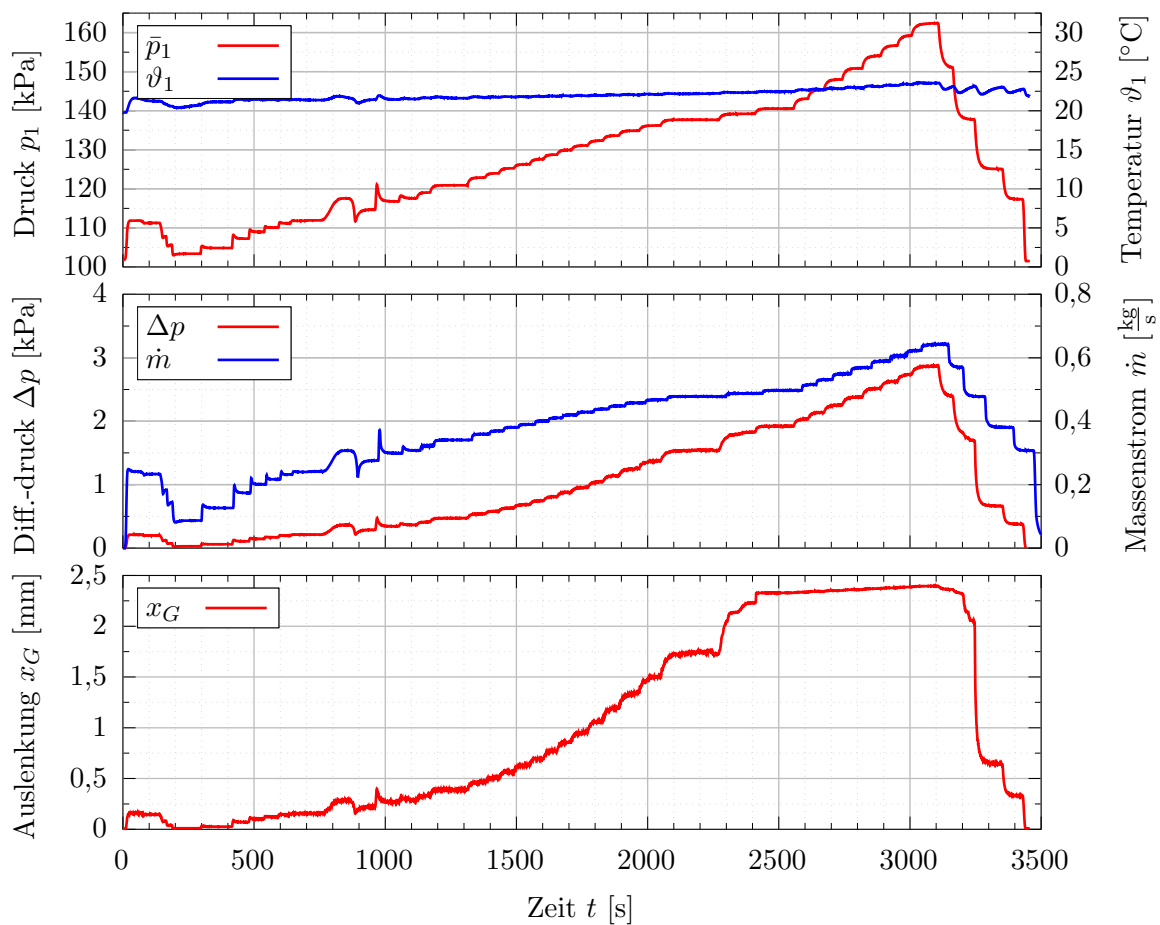


Abb. 7.5: Exemplarische Messreihe zur Bestimmung der auslenkungsabhängigen Verlustbeiwerte (Gitterkombination *B4*,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = 0$  mm, Kolbenkonfiguration *oK*)

Der Drosselvorgang über die PDE kann als isenthalp angesehen werden. Vergleichende Temperaturmessungen vor und hinter der PDE haben dieses bestätigt. Der statische Druck hinter der PDE kann über die Druckdifferenzmessung ermittelt werden. Die Kenntnis der statischen Drücke und Temperaturen vor und hinter der PDE ermöglicht die Bestimmung der jeweiligen Dichte über die ideale Gasgleichung. Über den gemessenen Massenstrom können die lokalen mittleren Strömungsgeschwindigkeiten vor und hinter der PDE bestimmt werden. Anschließend liefert die An-

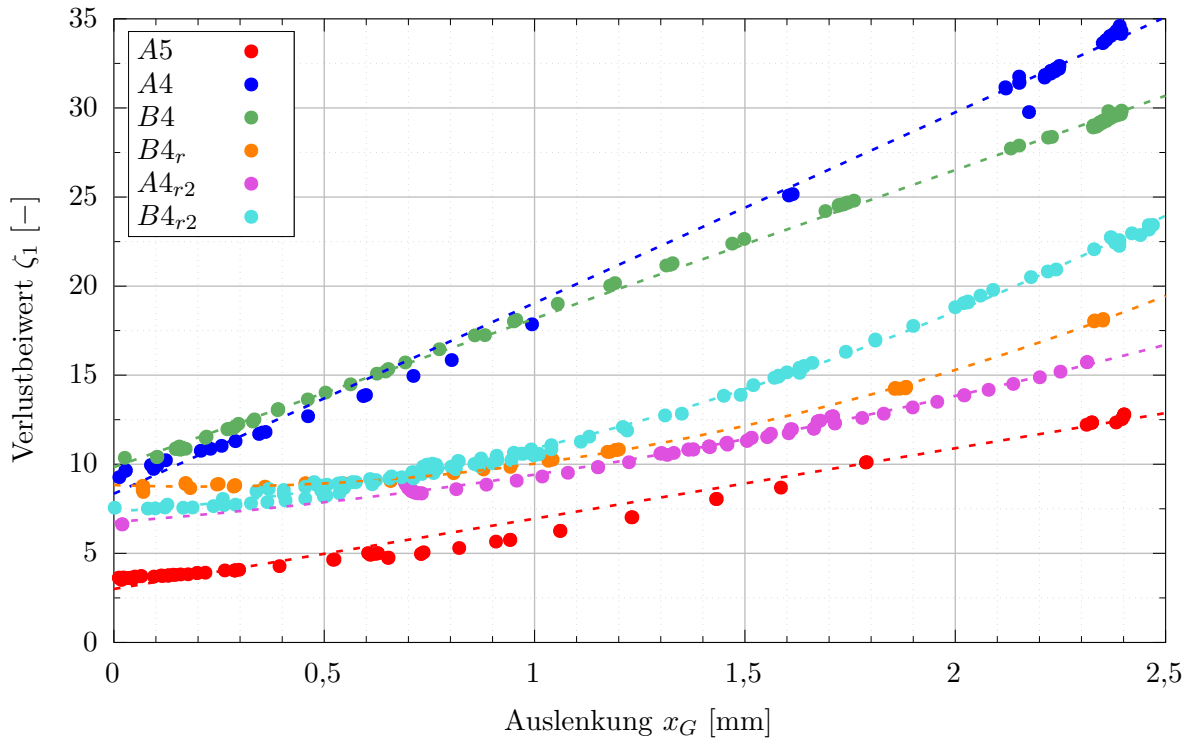


Abb. 7.6: Messergebnisse der stationären Verlustbeiwertbestimmung der in Tab. 5.1 vorgestellten Gitterkombinationen

wendung der Impulserhaltung über der PDE (vgl. Gl. 5.1) den momentanen Verlustbeiwert  $\zeta_1$ , welcher in Abhängigkeit von der Gitterposition  $x_G$  ausgewertet wird.

Ein möglicher Einfluss durch Reynolds-Zahl- oder Mach-Zahl-Abhängigkeiten wird aufgrund der Restriktionen durch die Betriebsbedingungen des Versuchsstands nicht näher untersucht. Da insbesondere die Reynolds-Zahl  $Re_1$  bzw.  $Re_2$  der Rohrleitungsströmung immer oberhalb von  $Re > 40.000$  liegt, sind diese Einflüsse hier in guter Näherung vernachlässigbar [DIN04b].

Für die Auswertung der Messreihen werden gleitende Mittelwerte über ein Intervall von einer Sekunde (1 s-Mittelwert) bestimmt. Um instationäre Effekte auszuschließen, wird der Trend der Mittelwerte zur Auswertung einzelner Betriebspunkte berücksichtigt. Hierfür werden weitere 20 s-Mittelwerte gebildet und zusätzlich die Maximal- und Minimalwerte der 1 s-Mittelwerte dieses 20 s-Zeitraums bestimmt. Damit ein Betriebspunkt für die Auswertung berücksichtigt wird, darf die maximale Abweichung zum Mittelwert innerhalb des 20 s-Zeitraums bei maximal 1 % liegen.

## 7.2.2 Verlustbeiwerte

Die geschilderte Auswertungsmethode wurde anschließend bei allen untersuchten Gitterkombinationen angewandt. **Abb. 7.6** zeigt die Ergebnisse für die ausgewerteten stationären Betriebspunkte über der Auslenkung des Gitters  $x_G$ .



Neben der Darstellung der in der Auswertung berücksichtigten Betriebspunkte werden zusätzlich über die OLS<sup>1</sup>-Methode [Urb06] Ausgleichskurven ermittelt:

$$\zeta_1(x_G) = \zeta_0 + \zeta_x \cdot x_G + \zeta_{x^2} \cdot x_G^2 \quad (7.4)$$

Für die Gitterkombinationen  $A5$ ,  $A4$  und  $B4$  wurde auf eine lineare Ausgleichsfunktion ( $\zeta_{x^2} = 0$ ) zurückgegriffen, für die Kombination  $B4_r$ ,  $A4_{r2}$  und  $B4_{r2}$  auf eine quadratische. Die gewählten Ansätze für die Ausgleichsfunktionen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den erfassten Betriebspunkten. Die mittleren relativen Abweichungen der Messpunkte zu den Ausgleichsgeraden lagen bspw. bei den Kombinationen  $B4$ ,  $B4_r$ ,  $A4_{r2}$  und  $B4_{r2}$  unterhalb von 1 %.

Die Gitterkombination  $A5$  besitzt erwartungsgemäß die niedrigsten Verlustbeiwerte. Aufgrund der Gitterbreite von  $b_G = 5$  mm findet hier die geringste Einschnürung der Strömung statt. Daraus resultiert auch die niedrigste absolute Verlustbeiwertspanne für den zur Verfügung stehenden Auslenkungsbereich ( $0,0 \text{ mm} \leq x_G \leq 2,4 \text{ mm}$ ).

Die Verlustbeiwerte für die Gitterkombinationen  $A4$  und  $B4$  verlaufen sehr ähnlich, da beide den gleichen Bereich der Flächenverhältnisse abdecken. Der geringere Anstieg über der Auslenkung für Gitterkombination  $B4$  lässt sich mit erhöhten Spaltströmungen zwischen den Gitterkonturen erklären. Carbongitter  $B$  basiert auf der selben Carbongrundplatte wie Gitter  $A$ . Um eine niedrigere Höhe zu erzielen, wurde das Carbonfasergeflecht abgefräst. Daraus resultiert ein geringeres Widerstandsmoment gegen Verformungen. Vermutlich vorhandene, thermisch induzierte Eigenspannungen während des Abkühlvorgangs bei der ursprünglichen Fertigung der Carbongrundplatte haben nun eine geringe Verformung zur Folge. Während für Gitter  $A$  eine Spalthöhe von  $s_G \approx 0,4$  mm eingestellt werden konnte, musste für Gitter  $B$  aufgrund der Durchbiegung eine mittlere Spalthöhe von  $s_G \approx 0,6$  mm eingestellt werden. In **Abb. 7.7** wird die Durchbiegung von Gitter  $B$  verdeutlicht. Die Spalthöhe zwischen den beiden Gitterkonturen besitzt im mittleren Bereich ein Minimum und nimmt insbesondere in Richtung der Biegefedereinspannung zu. Grundsätzlich kann der Spalt als Bypass zum Strömungsquerschnitt durch die Gitterkonturen betrachtet werden. Mit zunehmender Spalthöhe sinkt der Strömungswiderstand für die Sekundärströmung im Spalt. Dadurch kann ein größerer Teil des Massenstroms durch den Spalt durchgesetzt werden und der Gesamtwiderstand in Form des Verlustbeiwerts  $\zeta_1$  nimmt ab.

Bei den rückwärts durchströmten Gitterkombination  $B4_r$ ,  $A4_{r2}$  und  $B4_{r2}$  ist eine nicht lineare Abhängigkeit des Verlustbeiwerts von der Auslenkung zu erkennen. Insbesondere in dem Bereich mit Auslenkungen  $x_G < 1$  mm zeigt sich bei der Kombination  $B4_r$  eine gegenüber dem restlichen Bereich nur sehr marginale Abhängigkeit von der Auslenkung. Die Ursache hierfür liegt in der bereits an der Vorderkante der feststehenden Gitterkontur stattfindenden Ablösung der Strömung (vgl. Abb. 5.6 bzw. Tab. 5.1). Die Kontur des beweglichen Carbongitters befindet sich für geringe Auslenkungen noch in dem Wirbelgebiet der abgelösten Strömung und beeinflusst die Einschnürung der Strömung somit nicht maßgeblich. Erst ab Auslenkungen von ca.  $x_G > 1$  mm findet

<sup>1</sup>Englisch: "ordinary least squares" - Kleinst-Quadrate-Methode

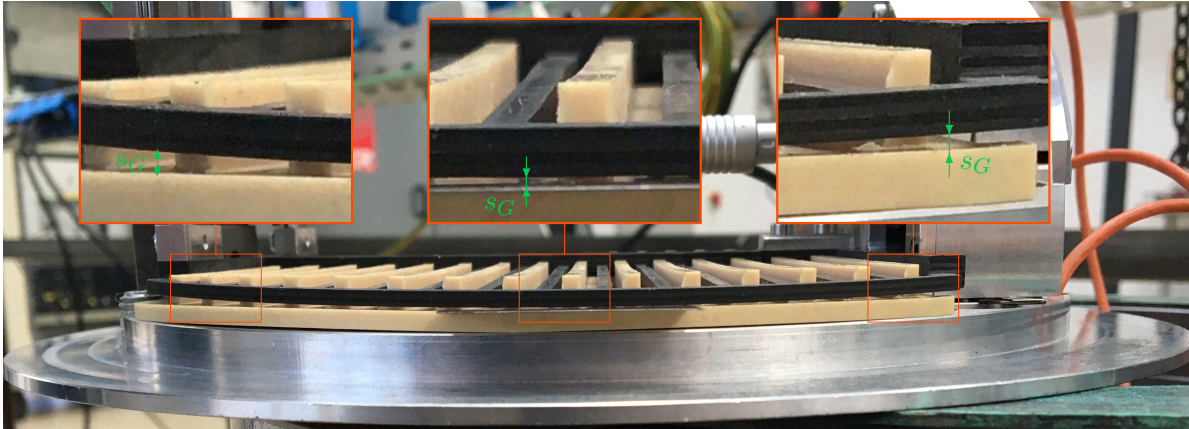


Abb. 7.7: Seitenansicht auf den Prototypen mit Gitterkombination B4

eine weitere Einschnürung statt und der Verlustbeiwert steigt weiter an. Auch der Einsatz der zusätzlichen Strömungsführungselemente in Form der NACA-Profile (Gitterkombination A4<sub>r2</sub> und B4<sub>r2</sub>) zeigt hier nur geringe Verbesserungen. Der minimale Verlustbeiwert bei  $x_G = 0$  mm konnte zwar reduziert werden. Der quadratische Charakter der Verlustbeiwertverläufe bleibt jedoch erhalten.

Die Ergebnisse zeigen, dass eine ideale Pulsationsdämpfung mit dem gemäß Definition (vgl. Abs. 4.1) minimalen bleibenden Druckverlust nicht möglich ist. Dazu müsste der minimale Verlustbeiwert  $\zeta_{1,min} = 0$  sein, was aufgrund der unvermeidlichen Einschnürung durch die Kontur der PDE nicht realisiert werden kann. Damit die Gitterkombinationen dennoch hinsichtlich ihrer Eignung zur vollständigen Pulsationsdämpfung bewertet werden können, werden die nachfolgenden drei Aspekte herangezogen:

- **Lineare Abhängigkeit des Verlustbeiwerts  $\zeta_1$  von der Auslenkung  $x_G$ :** Andernfalls müsste das Übertragungsverhalten der Struktur nichtlinear gestaltet werden, welches bspw. über eine Schichtung der Biegeelemente in Form von Blattfedern realisiert werden könnte.
- **Großer Wertebereich des Verlustbeiwerts  $\zeta_1$ :** Der Wertebereich hängt für einen gleichbleibenden Auslenkungsbereich von dem Gradienten  $\zeta_x$  ab.
- **Geringer minimaler Verlustbeiwert  $\zeta_{1,min}$ :** Dieser Grenzwert definiert den nicht für das adaptive und passive Funktionsprinzip nutzbaren bleibenden Druckverlust. Je niedriger dieser Wert ist, desto besser nähert sich der bleibende Druckverlust dem Grenzwert des bleibenden Druckverlustes gemäß der Definition der idealen Pulsationsdämpfung an. Da größere Verlustbeiwertbereiche zu tendenziell größeren minimalen Verlustbeiwerten führen, wird dieser auf den verfügbaren Verlustbeiwertbereich der Gitterkombination bezogen:

$$\zeta_{rel} = \frac{\zeta_{1,min}}{\zeta_{1,max} - \zeta_{1,min}} = \frac{\zeta_1(0 \text{ mm})}{\zeta_1(2,4 \text{ mm}) - \zeta_1(0 \text{ mm})} \quad (7.5)$$

Gitterkombination	$\zeta_0 = \zeta_1$ (0 mm)	$\zeta_1$ (2,4 mm)	$\zeta_x$	$\zeta_{rel}$
A5	3,00	12,48	$3,95 \text{ mm}^{-1}$	0,32
A4	8,35	34,03	$10,70 \text{ mm}^{-1}$	0,33
B4	9,84	29,85	$8,34 \text{ mm}^{-1}$	0,49
$B4_r$	8,83	18,54	$-0,82 \text{ mm}^{-1}$ ( $\zeta_{x^2} = 2,02 \text{ mm}^{-2}$ )	0,91
$A4_{r2}$	6,76	16,7	$1,77 \text{ mm}^{-1}$ ( $\zeta_{x^2} = 2,03 \text{ mm}^{-2}$ )	0,68
$B4_{r2}$	7,35	24,0	$1,49 \text{ mm}^{-1}$ ( $\zeta_{x^2} = 2,06 \text{ mm}^{-2}$ )	0,44

Tab. 7.1: Strömungsmechanische Kennzahlen der untersuchten Gitterkombinationen

Um einen besseren Überblick zu erhalten sind in **Tab. 7.1** die minimalen und maximalen Verlustbeiwerte, der Verlustbeiwertgradient  $\zeta_x$  sowie der relative Verlustbeiwert  $\zeta_{rel}$  dargestellt.

Die rückwärts durchströmten Kombinationen  $B4_r$ ,  $A4_{r2}$  und  $B4_{r2}$  besitzen neben dem ungünstigen Verlustbeiwertverlauf auch einen niedrigen Verlustbeiwertbereich und einen eher schlechten relativen Verlustbeiwert  $\zeta_{rel}$ . Die vorwärts durchströmten Kombinationen A4 und A5 haben ähnlich gute relative Verlustbeiwerte, Kombination B4 schneidet hier schlechter ab. Gitterkombination A5 besitzt jedoch die niedrigste absolute Verlustbeiwertspanne. Die Gitterkombinationen B4 und insbesondere A4 besitzen hingegen die größten Verlustbeiwertgradienten  $\zeta_x$ .

Aus strömungsmechanischer Sicht besitzt Gitterkombination A4 somit zunächst die günstigsten Eigenschaften. Kombination B4 kann aufgrund der geringeren Trägheit des Gitters für die adaptiven Untersuchungen ebenfalls von Interesse sein. Für die akustischen Untersuchungen soll die Gitterkombination gewählt werden, die den besten Kompromiss aus struktur- und strömungsmechanischen Eigenschaften sowie den adaptiven Zusammenhängen liefert. Daher soll zusätzlich die Abhängigkeit von adaptiven Gitterkräften in die Entscheidung mit einfließen. Auf Basis der hier durchgeführten Messreihen werden daher in Abs. 7.3.2 die adaptiven Gitterkräfte für die beiden Gitterkombinationen A4 und B4 ermittelt und abschließend der am besten geeignete Kompromiss ausgewählt.

## 7.3 Adaptive Kräfte

In den beiden vorangegangenen Abschnitten zur Strukturdynamik und Strömungsmechanik konnten bereits das Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  und der Verlustbeiwertgradient  $\zeta_x$  messtechnisch bestimmt werden. Nachfolgend sollen nun nähere Erkenntnisse über die adaptiven Kräfte gesammelt werden. Zunächst wird die Eignung der unterschiedlichen Kolbenkonfigurationen überprüft und anschließend der noch unbekannte Einflussfaktor  $\beta_G$  für die Gitterkräfte bestimmt. Dadurch kann später der für den adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\zeta_{a-ges}$  noch unbekannte Gradient des Druckes  $p_1$  (Gl. 5.28) bestimmt werden.

### 7.3.1 Kolbenkonfigurationen

In Abs. 5.2.3 wurden bereits die möglichen Restriktionen für eine rückseitig geschlossene Kolbenkonfiguration  $gK$  aufgeführt. Die Eignung der Kolbenkonfiguration  $gK$  ist für den hier untersuchten Prototypen einer adaptiven und passiven PDE daher explizit zu prüfen. Dazu wird der in Abs. 6.1.1 bereits vorgestellte Schwingerreger-Versuchsstand mit der dazugehörigen Messtechnik (Abs. 6.1.3) verwendet.

Damit eine Aussage über den im Betrieb zu erwartenden Differenzdruck  $\Delta p_K$  über den Kolben getroffen werden kann, werden unterschiedliche Kolbenkonfigurationen miteinander verglichen. **Abb. 7.8** zeigt exemplarisch den Einfluss unterschiedlicher Kolbenkonfigurationen ( $oK$ ,  $gK$  mit unterschiedlichen Zusatzvolumina (ZV)) auf das Übertragungsverhalten anhand von Hysteresen. Die stellvertretend für verschiedene Frequenzbereiche dargestellten Hysteresekurven bei einer Anregung von 10 Hz zeigen nur marginale Einflüsse durch den abgeschlossenen Zylinderraum auf der Kolbenrückseite.

In **Abb. 7.9** sind exemplarisch die Kolbenbewegung, der gemessene Druck im Zusatzvolumen  $p_{KZ}$  sowie die dazugehörigen Kräfteverläufe zur näheren Analyse über zwei Perioden dargestellt. Die Kolbenbewegung verläuft unabhängig vom Zusatzvolumen nahezu identisch. Um die Größenordnung der Druckschwankungen einordnen zu können, werden diese einer aus der Volumenänderung des rückseitigen Zylinderraums 2 resultierenden isentropen Druckänderung  $p_{KZ,s}$  für ein abgeschlossenes Volumen gegenübergestellt. Dabei wird ersichtlich, dass der tatsächliche Druck  $p_{KZ}$  deutlich weniger schwankt und nahezu dem konstanten Umgebungsdruck von  $p_0 = 101,3 \text{ kPa}$  entspricht, welcher im vorderen Zylinderraum 1 vorliegt. Da der Druck im vorderen Zylinderraum 1 permanent dem Umgebungsdruck entspricht, kann die zusätzliche Kolbenkraft  $F_K$  bei geschlossener Kolbenkonfiguration  $gK$  anhand der Druckdifferenz  $\Delta p_K = p_{KZ} - p_0$  bestimmt werden. Der marginale Einfluss der unterschiedlichen Kolbenkonfigurationen auf die Hysteresen wird hier durch einen Vergleich der gemessenen Kraft  $F_S$  mit der Kolbenkraft  $F_K$  bestätigt. Die maximale Kolbenkraft entspricht hier ca. 5% der maximalen Erregerkraft durch den Schwingerreger.

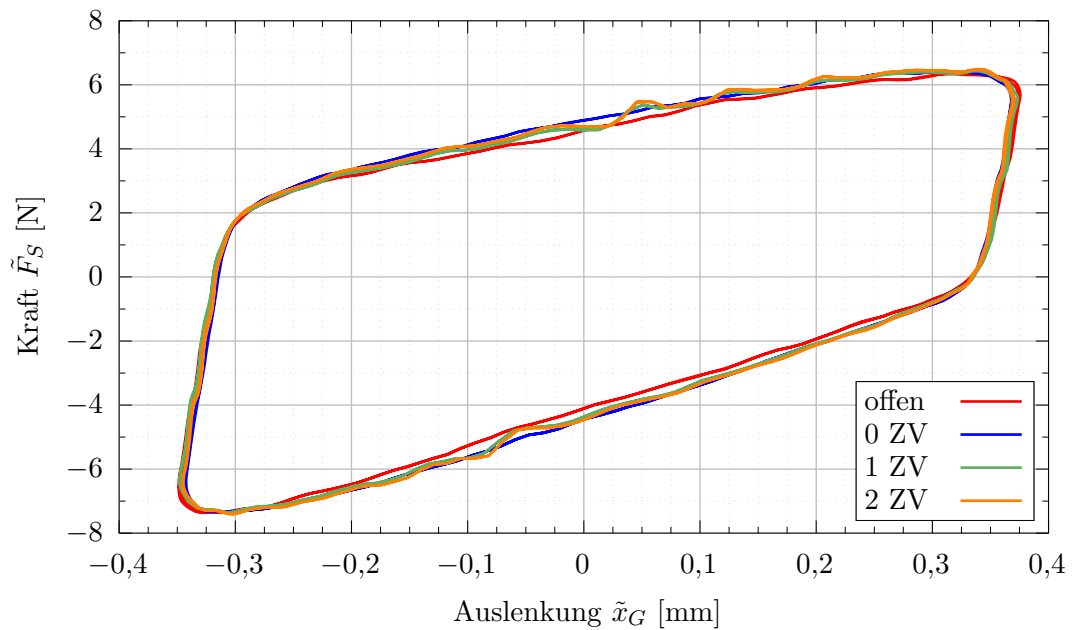


Abb. 7.8: Exemplarische Hysteresekurven für unterschiedliche Zusatzvolumina bei einer Anregungsfrequenz von  $f = 10$  Hz (Gitterkombination  $B4$ ,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = 1,0$  mm)

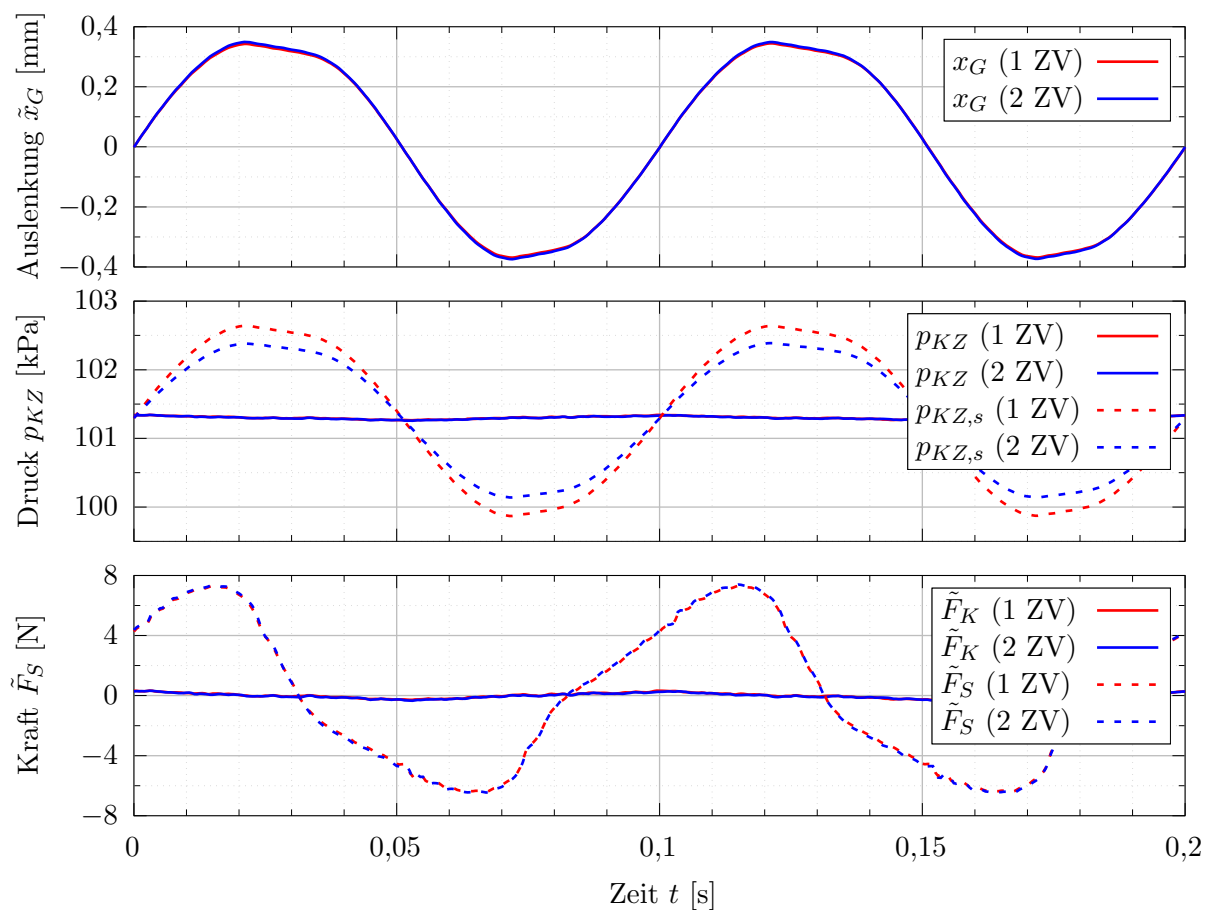


Abb. 7.9: Exemplarischer Einfluss des Kompressionsverhaltens anhand der Kolbenbewegung, dem Vergleich der Druckverläufe mit einer isentropen Druckänderung und der Kraftverläufe bei  $f = 10$  Hz (Gitterkombination  $B4$ ,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = 1,0$  mm)

Die messtechnischen Ergebnisse deuten darauf hin, dass die Spaltströmungen über den Kolben zu einem permanenten Druckausgleich zwischen den beiden Zylinderräumen führen. Um dieses Verhalten näher zu analysieren wird ein vereinfachtes Modell zur Betrachtung der Zustandsänderungen im rückseitigen Zylinderraum 2 hinzugezogen, **Abb. 7.10**. Dieses basiert auf der parallelen Betrachtung des Kompressionsvorgangs und den entgegenwirkenden Spaltströmungen und soll zur Reproduktion des gemessenen Drucks  $p_{KZ}$  im rückseitigen Zylinderraum 2 dienen.

Die Druckänderung wird durch die Kolbenbewegung und die damit verbundene Volumenänderung des rückseitigen Zylinderraums 2 induziert. Das momentane Volumen in Zylinderraum 2 kann durch das mittlere Volumen und die dynamische Gitterbewegung beschrieben werden:

$$V_{K2} = \bar{V} + \tilde{x}_G \cdot A_K \quad (7.6)$$

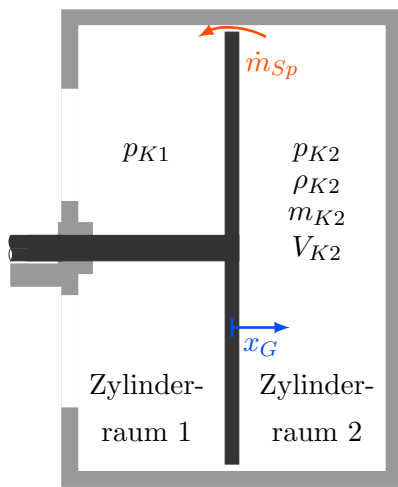


Abb. 7.10: Ersatzmodell für Kompression

Unter der Annahme einer isentropen Zustandsänderung resultiert für ein abgeschlossenes Volumen folgende Druckänderung:

$$\frac{p_{K2}}{\rho_{K2}^\kappa} = konst. \quad (7.7)$$

Allerdings führt ein Anstieg des Druckes  $p_{K2}$  zu einer über den Kolbenspalt anliegenden Druckdifferenz, welche einen entsprechenden Spaltmassenstrom zur Folge hat:

$$\frac{dm_{K2}}{dt} = \dot{m}_{Sp} = \rho_{K2} \cdot c_{Sp} \cdot A_{Sp} \quad (7.8)$$

Um diesen Massenstrom zu bestimmen, kann der nachfolgende inkompressible Ansatz der Impulserhaltung (der Beschleunigungsdruck  $\Delta p_B$  sowie dynamische Drücke  $p_{dyn}$  werden vernachlässigt) über den Spalt angesetzt werden:

$$\Delta p_{Sp} = p_{K2} - p_{K1} = p_{K2} - p_0 = \zeta_{Sp} \cdot \rho_{K2} \cdot \frac{c_{Sp}^2}{2} \quad (7.9)$$

Mit Hilfe dieses Ersatzmodells kann nun der gemessene Druck  $p_{KZ}$  im Zylinderraum 2 nachgebildet werden. Hierzu wird für jeden Zeitschritt ( $\Delta t = 0,5 \text{ ms}$ ) der gemessene Kolbenweg (entspricht der Gitterbewegung  $x_G$ ) zur Bestimmung der Volumenänderung  $\Delta V_{K2}$  genutzt. Anschließend wird unter der Annahme eines abgeschlossenen Volumens die damit verbundene Dichte- sowie Druckänderung für eine isentrope Zustandsänderung ermittelt (Gl. 7.7). Anhand des gegebenen Druckes und der Dichte kann die Strömungsgeschwindigkeit im Spalt  $c_{Sp}$  über die Impulserhaltung nach Gl. 7.9 bestimmt werden. Anschließend kann über den dazugehörigen Massenstrom die verbleibende Masse  $m_{K2}$  im Zylinderraum 2 bestimmt werden. Die aus dem Volumen und der Masse resultierende Dichte wird daraufhin erneut zur isentropen Bestimmung des sich einstellenden Druckes in dem dazugehörigen Zeitschritt genutzt. Das auf einen Zeitschritt bezogene Ablaufschema ist Anhang A.4 zu entnehmen.

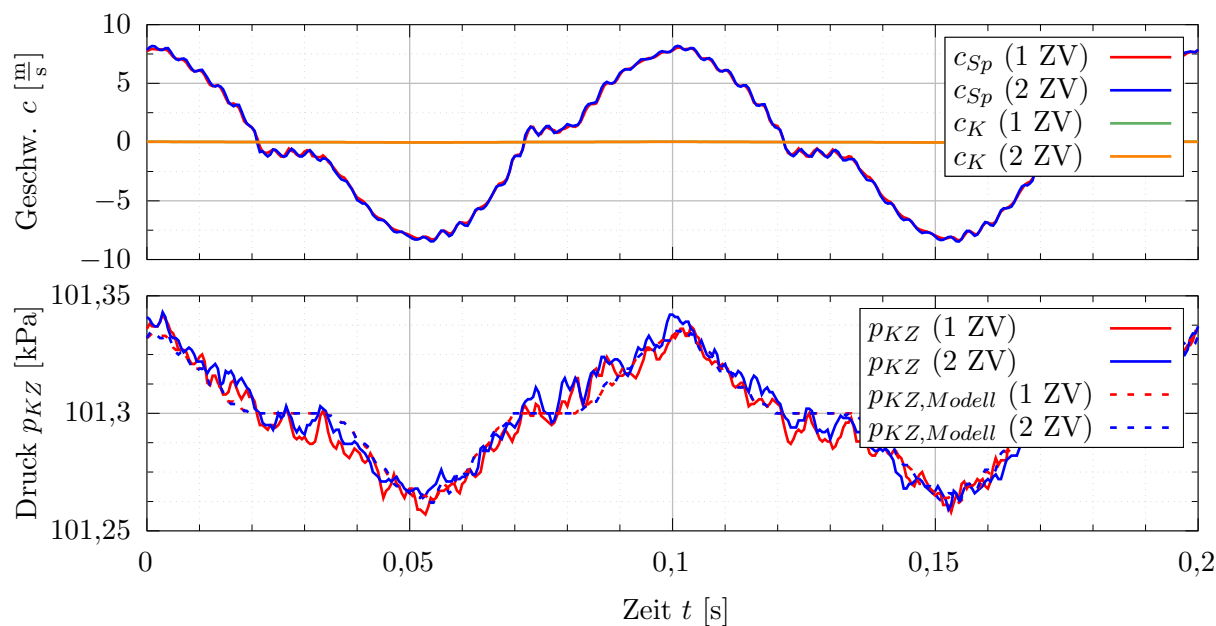


Abb. 7.11: Exemplarischer Verlauf des Kompressionsverhaltens für eine Kolbenbewegung bei  $f = 10$  Hz und Vergleich der gemessenen Druckverläufe mit dem analytischen Modell (Gitterkombination B4,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = 1,0$  mm)

Der Verlustbeiwert für die Spaltströmungen wird zu  $\zeta_{Sp} = 1$  gewählt, welches einer vollständigen Dissipation der kinetischen Energie im engsten Querschnitt entspricht. Die ebenfalls vorzugebende Spaltfläche wird über den Umfang des Kolbens und eine mittlere Spalthöhe von  $s_K = 0,08$  mm vorgegeben. Der Isentropenexponent für Luft beträgt  $\kappa = 1,4$ . Für den hier vorliegenden Fall führt das vorgestellte Modell zu den in **Abb. 7.11** dargestellten Spaltströmungen und Druckverläufen im rückseitigen Zylinderraum 2. Die Ergebnisse zeigen, dass die Strömungsgeschwindigkeit im Spalt deutlich größer als die eigentliche Kolbengeschwindigkeit ist. Das Verhältnis entspricht näherungsweise den Flächenverhältnissen der Kolbenfläche zur Spaltfläche. Der Vergleich zwischen den gemessenen und den analytisch bestimmten Druckverläufen zeigt eine gute Übereinstimmung. Das angewendete Modell ist zur Reproduktion der Messergebnisse gut geeignet.

Die Ergebnisse offenbaren, dass die bestehende Konstruktion mit abgeschlossener Kolbenrückseite nicht zur Ausnutzung einer adaptiven Kolbenkraft geeignet ist. Als wesentliche Erkenntnis lassen sich die folgenden beiden Punkte festhalten:

- **Verfügbares Volumen  $V_{K2}$ :** Das Volumen des rückseitigen Zylinderraums 2 ist nicht ausreichend dimensioniert.
- **Spaltströme  $\dot{m}_{Sp}$ :** Die sich einstellenden Spaltströmungen führen zu einem sofortigen Druckausgleich zwischen dem vorderen und dem rückseitigen Zylinderraum 1 und 2.

Eine verbesserte Abdichtung der Spalte (Grenzfall:  $\dot{m}_{Sp} = 0$ ) hätte bei dem gegebenen rückseitigen Zylindervolumen hingegen eine isentrope Kompression zur Folge (vgl. Abb. 7.9). Selbst für das maximale Volumen mit 2 ZV liegt die aus der isentropen Kompression resultierende Kolbenkraft  $F_K$

bereits für die hier betrachtete rückseitige Volumenänderung in der Größenordnung der Erregerkraft  $F_S$ . Da die Kolbenkraft der Erregerkraft entgegenwirkt, würde die Dynamik der Gitterbewegung somit maßgeblich vermindert werden.

Abschließend muss berücksichtigt werden, dass der hier untersuchte Vergleichsfall andere Randbedingungen als die geplante Anwendung zur Pulsationsdämpfung besitzt:

- Anregung durch Kompression:  $V_{K2} = f(t)$
- Anregung durch Druckschwankung:  $p_{K1} = f(t)$

Die vorliegenden Ergebnisse (Anregung durch Kompression) werden daher nun hinsichtlich der Gültigkeit für eine Anregung durch vorderseitige Druckschwankungen  $p_{K1} = f(t)$  überprüft. Dazu kann stellvertretend für die vorliegende Kompression durch die rückseitige Volumenänderung auch von einer äquivalenten Anregung durch rückseitige Druckänderungen  $p_{K2} = f(t)$  ausgegangen werden. Das Potential dieser Anregung kann über die isentrope Zustandsänderung abgeschätzt werden. Allerdings zeigt sich, dass stets nur sehr geringe Druckdifferenzen über dem Kolben (hier:  $\max(\Delta p_K) \approx 40 \text{ Pa}$ ) anliegen. Die Spaltströmung bewirkt somit permanent einen nahezu vollständigen Druckausgleich. Dieses Verhalten lässt sich analog auf die Anregung über eine Druckschwankung im vorderen Zylinderraum 1 übertragen.

Die Nutzung von Kolbenkräften gemäß dem adaptiven und passiven Funktionsprinzip ist somit stark eingeschränkt. Eine auf die Vorderseite des Kolbens auftreffende Druckschwankung würde über den Spalt auch auf die Kolbenrückseite übertragen. Eine vollständige Abdichtung des Spaltes hätte wiederum zur Folge, dass die Kompression (isentropen Vergleichsfall) zu einem starken Gegendruck im rückseitigen Zylinderraum führt. Um die Kolbenkonfiguration mit geschlossener Rückseite  $gK$  für das adaptive Funktionsprinzip zu nutzen ist ein deutlich größeres Volumen sowie eine bessere Spaltabdichtung notwendig. Für den bestehenden Prototypen wird die Konfiguration  $gK$  daher nicht weiter verfolgt.

### 7.3.2 Adaptive Gitterkräfte

Neben den gewonnenen Erkenntnissen hinsichtlich der Verlustbeiwerte können die stationären Untersuchungsergebnisse (Abs. 7.2) auch zur Analyse der auf die Struktur einwirkenden Kräfte genutzt werden. Hierzu werden die Kolbenkräfte und die Gitterkräfte näher betrachtet. Die Kolbenkraft kann über Gl. 5.15 bestimmt werden. Dabei wird von einer homogenen Druckverteilung in den Zylinderräumen ausgegangen. Dieses kann über die gegenüberliegenden Druckmesspunkte bestätigt werden. Nachfolgend werden die gemessenen Drücke daher zu arithmetisch gemittelten Drücken zusammengefasst und entsprechend für die Bestimmung der Kolbenkraft berücksichtigt:

$$p_{K1} = \frac{1}{2} \cdot (p_{K1a} + p_{K1b}) \quad (7.10)$$

$$p_{K2} = \frac{1}{2} \cdot (p_{K2a} + p_{K2b}) \quad (7.11)$$



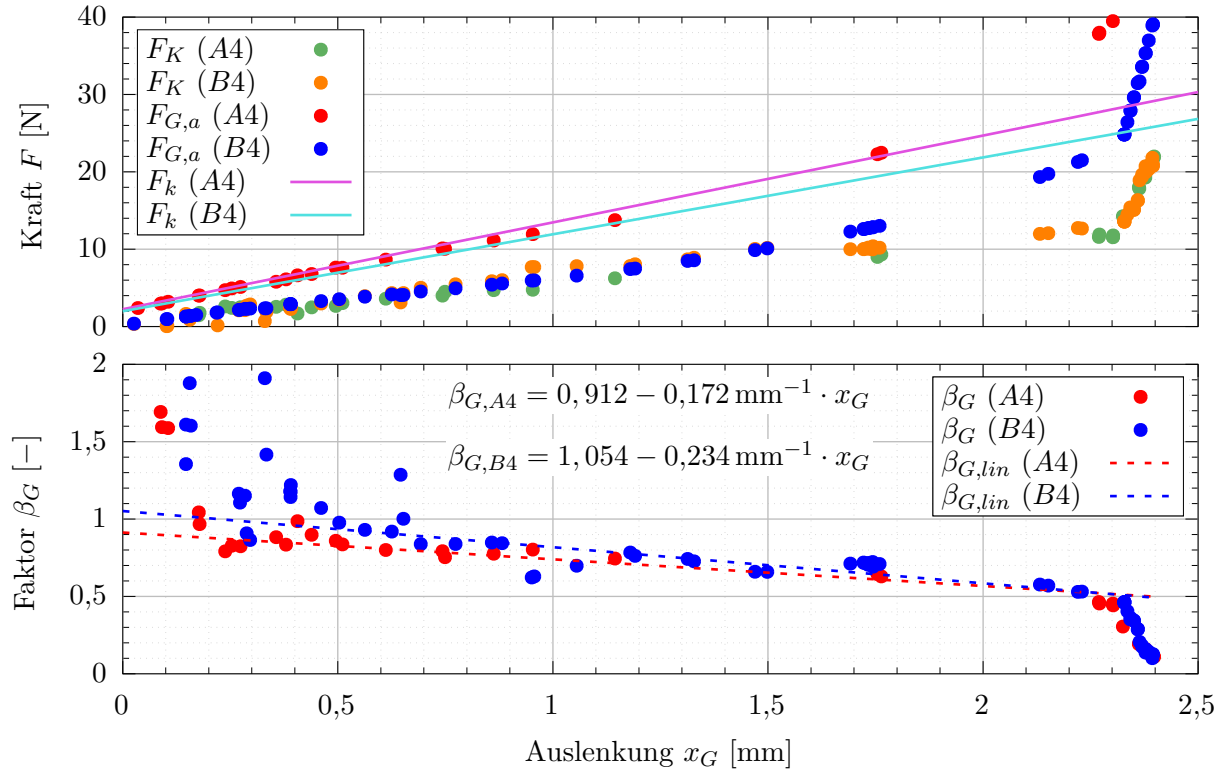


Abb. 7.12: Kolben-, Gitter- und Federkräfte während der stationären Strömungsuntersuchungen und der ermittelte Einflussfaktor  $\beta_G$  für die Gitterkräfte ( $l_{BF} = 53 \text{ mm}$ ,  $x_0 = -0,2 \text{ mm}$ )

Um die tatsächliche Größenordnung der Gitterkräfte ermitteln zu können, wird auf das statische Kräftegleichgewicht aus Gl. 5.26 zurückgegriffen. Die Umstellung des statischen Kräftegleichgewichts ermöglicht die explizite Bestimmung des Faktors  $\beta_G$ :

$$\beta_G = \frac{\bar{F}_k - \bar{F}_K}{\bar{F}_{G,a}} \quad (7.12)$$

In **Abb. 7.12** sind die messtechnisch ermittelten Kolben- und die berechneten analytischen Gitterkräfte ( $F_K$  und  $F_{G,a}$ ) mit den Federkräften  $F_k$  für die Gitterkombinationen A4 und B4 (Biegefederlänge  $l_{BF} = 53 \text{ mm}$ , Nullposition  $x_0 = -0,2 \text{ mm}$ ) gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt, dass die Gitterkräfte einen gegenüber dem analytischen Ansatz niedrigeren Einfluss haben müssen, um in Summe mit den Kolbenkräften der Federkraft zu entsprechen. Der das Kräftegleichgewicht erfüllende Faktor  $\beta_G$  ist in Abb. 7.12 unten dargestellt. Die Abweichungen zum analytischen Ansatz resultieren aus der Spaltströmung quer zur Strömungsrichtung zwischen den beiden Gitterkonturen (Spalthöhe  $s_G$  siehe Abb. 5.3). Dadurch erfolgt in dem Bereich kein vollständiger Aufstau der Strömung und es kommt zu einer niedrigeren Druckdifferenz über die Gitterstege. Da der Strömungswiderstand des Spaltes mit zunehmender Auslenkung noch weiter abnimmt, fällt auch der Faktor  $\beta_G$  mit zunehmender Auslenkung leicht. Hier zeigen sich für beide Gitter quantitativ ähnliche Verläufe. In dem Bereich von 0,4 bis 2,3 mm verläuft der Faktor  $\beta_G$  nahezu linear. Daher wurde dieser Bereich genutzt, um mit Hilfe der OLS-Methode Ausgleichsgeraden

$$\beta_G = \beta_0 + \beta_x \cdot x_G \quad (7.13)$$

für die Verläufe von  $\beta_G$  in Abhängigkeit von der Auslenkung  $x_G$  zu ermitteln, siehe  $\beta_{G,A4}$  und  $\beta_{G,B4}$  in Abb. 7.12. Die Ausgleichsgeraden liefern eine gute Übereinstimmung mit den Betriebspunkten innerhalb des berücksichtigten Bereichs.

Der starke Abfall von  $\beta_G$  bei ca. 2,3 bis 2,4 mm ist auf die am Endanschlag sprunghaft zunehmende Gesamtsteifigkeit zurückzuführen. Bei geringen Auslenkungen nehmen die Streuungen für die berechneten Faktoren  $\beta_G$  zu. Dieses kann unter anderem aus dem zunehmenden Einfluss von Messfehlern und den bei der Betrachtung vernachlässigten Reibungseinflüssen (Reibkräfte  $F_{R,G}$ ) resultieren. Die Berechnung des Einflussfaktors  $\beta_G$  (Gl. 7.12) wird mit abnehmenden Differenzen der Feder- und Kolbenkraft ( $(F_k - F_K) \rightarrow 0$ ) und geringen dynamischen Drücken in der Gitterebene ( $F_{G,a} \rightarrow 0$ ) eher verfälscht als bei größeren Werten. Zudem ist ein signifikanter Anstieg des Faktors  $\beta_G$  oberhalb von 1 aus physikalischer Sicht als unrealistisch einzustufen. Die ermittelten Ausgleichsgeraden für den Faktor  $\beta_G$  werden daher für die spätere Auslegung und Analyse der weiteren Untersuchungen über den gesamten Bereich genutzt.

Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse für den Einflussfaktor  $\beta_G$  der beiden Gitterkombinationen, dass sich ähnliche Druckdifferenzen über die einzelnen Gitterstege einstellen. Die resultierenden Gitterkräfte sind daher proportional zu der Höhe der Gitterstege  $h_G$ . Damit die Gitterkräfte gemäß dem Konzept lediglich als ergänzende adaptive Kräfte fungieren, wird die Gitterkontur mit der geringeren Gitterhöhe  $h_G$  bevorzugt. Für die noch ausstehenden Untersuchungen des adaptiven und passiven Betriebsverhaltens der PDE wird daher Gitterkombination B4 gewählt. Diese stellt den tendenziell am besten geeigneten Kompromiss zwischen den strukturdynamischen und strömungsmechanischen Eigenschaften sowie den zusätzlichen adaptiven Gitterkräften dar.

## 7.4 Akustik

Im Anschluss an die strukturmechanischen und stationären strömungsmechanischen Untersuchungen soll deren Interaktion in Form des Betriebsverhaltens der adaptiven und passiven PDE untersucht werden. Hierzu wird vorab die verwendete Auswertemethodik für die akustischen Betrachtungen vorgestellt. Darauf aufbauend wird ein theoretischer Ansatz zur Realisierung eines reflektionsfreien Abschlusses und dessen Umsetzung in der Messstrecke erläutert. Bevor akustische Untersuchungen durchgeführt werden können, wird zunächst eine geeignete Konfiguration der adaptiven und passiven PDE sowie ein entsprechender Betriebspunkt festgelegt. Danach wird das in Abs. 4.3 vorgestellte adaptive Funktionsprinzip hinsichtlich der Durchgangsdämpfung mit Hilfe des reflektionsfreien Abschlusses untersucht. Anschließend wird die Einfügungsdämpfung für einen reflektionsbehafteten Rohrleitungsabschnitt untersucht. Für beide Untersuchungsschwerpunkte werden neben der adaptiven und passiven PDE zusätzlich statische Drosselemente erfasst. Diese dienen als Referenz zur Bewertung des sich einstellenden Pulsationsniveaus sowie des bleibenden mittleren Druckverlusts über der adaptiven und passiven PDE. Eine abschließende Funktionsanalyse stellt die in das Betriebsverhalten mit einfließenden Wirkzusammenhänge dar.

### 7.4.1 Auswertemethodik

Anhand der umfangreichen Messtechnik kann das dynamische Verhalten der PDE sowie das lokale Pulsationsniveau detailliert erfasst werden. Damit ortsunabhängige Aussagen über das Schallfeld innerhalb der Rohrleitung getroffen werden können, wird eine auf der ebenen Wellentheorie basierende Auswertemethodik angewendet, welche eine direkte Beschreibung des ebenen Schallfeldes anhand der hin- und rücklaufenden Schallwellen ermöglicht.

Um einen ersten Eindruck des akustischen Übertragungsverhaltens der Messstrecke zu bekommen, wird vorab das Pulsationsniveau der leeren Messstrecke ohne Einbauten erfasst. Die für die Untersuchungen gewählten Frequenzrampen durchfahren einen Frequenzbereich von 0 bis 60 Hz und besitzen eine Steigung von  $0,25 \text{ Hz} \cdot \text{s}^{-1}$ , wodurch quasistationäre Betriebspunkte betrachtet werden können. Höherfrequente Pulsationen werden hier nicht betrachtet, da in diesem Bereich bereits die Struktureigenfrequenzen der PDE liegen. Der mittlere Volumenstrom sowie die Bypassstellung des Pulsationsgenerators bleiben dabei konstant. Eine für die spätere Untersuchung der Einfügungsdämpfung ( $\alpha_{KH} = 0,085$ ) exemplarische Messreihe mit einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von  $\bar{c}_1 = 8,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  und einer Bypassstellung von  $\alpha_{BP} = 0,19$  ist **Abb. 7.13** zu entnehmen.

Im tieffrequenten Bereich bis ca. 6 Hz kann die Pulsationsgeneratorregelung keine konstante Winkelbeschleunigung aufrechterhalten. Der Frequenzbereich unterhalb von 6 Hz wird daher nicht näher betrachtet. Grundsätzlich zeigen die Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen eine deutliche Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz, welches auf das akustische Übertragungsverhalten der Messstrecke zurückzuführen ist. Mit Hilfe der erfassten Zeitdatensätze kann das lokale Pulsationsniveau an den jeweiligen Messpunkten bspw. als Effektivwertverlauf oder in Form von spektralen Betrachtungen bestimmt werden. In **Abb. 7.14** oben sind die Ergebnisse einer Spektralanalyse in Form von Frequenzspektren dargestellt. Die Beträge entsprechen den maximalen Amplituden (Peak-Hold-Funktion [Mey14]), welche bei 50 %iger Überlappung aufeinanderfolgender Messfenster mit Hanning-Fensterung und einer Fensterlänge von  $N = 4096$  Werten ermittelt wurden. In Analogie zu den strukturdynamischen Untersuchungen (vgl. Abs. 7.1.2) liefert diese spektrale Auswertekonfiguration zuverlässige Ergebnisse und wird für die weiteren Auswertungen beibehalten.

Die Verläufe der maximalen Amplituden verdeutlichen die bereits in den Zeitsignalen ersichtliche Frequenzabhängigkeit. Um detaillierte ortsunabhängige Aussagen über das akustische Wellenbild treffen zu können, müssen jedoch weiterführende Betrachtungen durchgeführt werden. In [Edg90] wird eine Methode vorgestellt, die auf Basis der ebenen Wellentheorie anhand einer beliebigen Anzahl von Messpunkten die hin- und rücklaufenden Wellenanteile über die OLS-Methode bestimmt. Diese Methode ist ursprünglich für stationäre Betriebspunkte vorgesehen. Nachfolgend soll daher die Anwendbarkeit dieser Methode auf Frequenzrampen mit geringer Steigung überprüft werden.

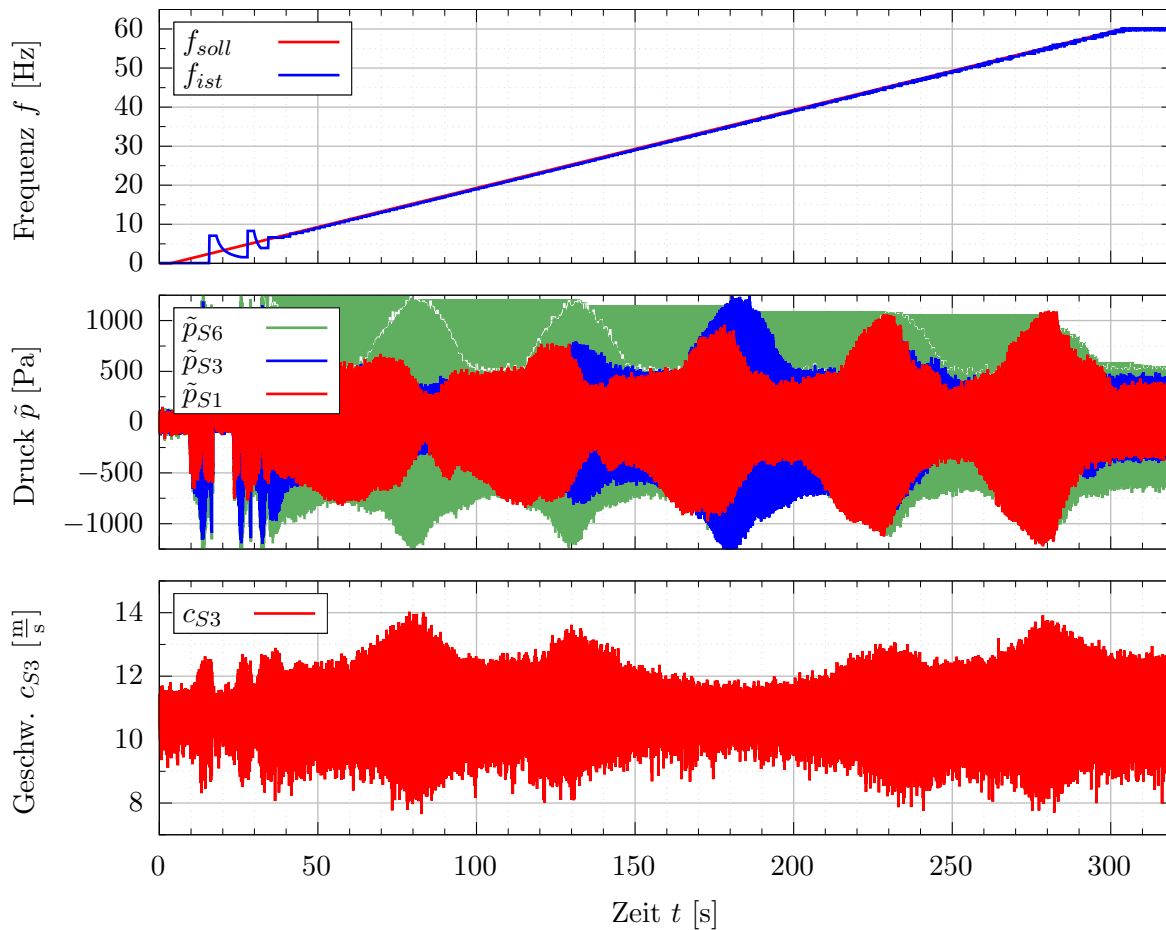


Abb. 7.13: Zeitverläufe der Pulsationsgeneratorfrequenz, der Schalldrücke an den Messpunkten  $\tilde{p}_{S1}$ ,  $\tilde{p}_{S3}$  und  $\tilde{p}_{S6}$  und der lokalen Strömungsgeschwindigkeit  $c_{S3}$  bei leerer Messstrecke ( $\alpha_{KH} = 0,085$ ,  $\alpha_{BP} = 0,19$ ,  $\bar{c}_1 = 8,7$  m/s)

Um die Abbildungsgüte dieser Methode konservativ abzuschätzen, werden für die leere Messstrecke ohne Einbauten alle sechs dynamischen Druckaufnehmer zur Bestimmung der hin- und rücklaufenden Wellenanteile berücksichtigt. Die Methode nach [Edg90] muss zur Anwendung auf eine Frequenzrampe erweitert werden. Hierzu werden chronologisch aufeinanderfolgende Zeitfenster betrachtet. Für jedes betrachtete Zeitfenster werden Frequenzspektren der zur Verfügung stehenden dynamischen Drucksensoren berechnet. Deren komplexe Amplituden werden nach der bekannten Methode in eine hin- und rücklaufende Schallwelle überführt. Durch die spektrale Betrachtung werden permanent sämtliche Frequenzen auf ihre hin- und rücklaufenden Wellenanteile analysiert. Innerhalb eines Zeitfensters sind jedoch lediglich die durch den Pulsationsgenerator angeregten Frequenzanteile von Relevanz. Die übrigen Frequenzanteile resultieren primär aus dem turbulenten Strömungsrauschen. Daher wird zur Bestimmung des akustischen Übertragungsverhaltens der Messstrecke für jede Spektrallinie immer nur das Messfenster berücksichtigt, welches die maximale Amplitude der hinlaufenden Schallwelle  $|\hat{p}_e|$  beinhaltet (Peak-Hold-Funktion).

Die für die Methode notwendige Schallgeschwindigkeit kann über die Temperaturmessung vor der Einbauposition der PDE ( $T_1$ ) bestimmt werden, vgl. Gl. 4.5. Aufgrund der Anzahl der Messpunkte

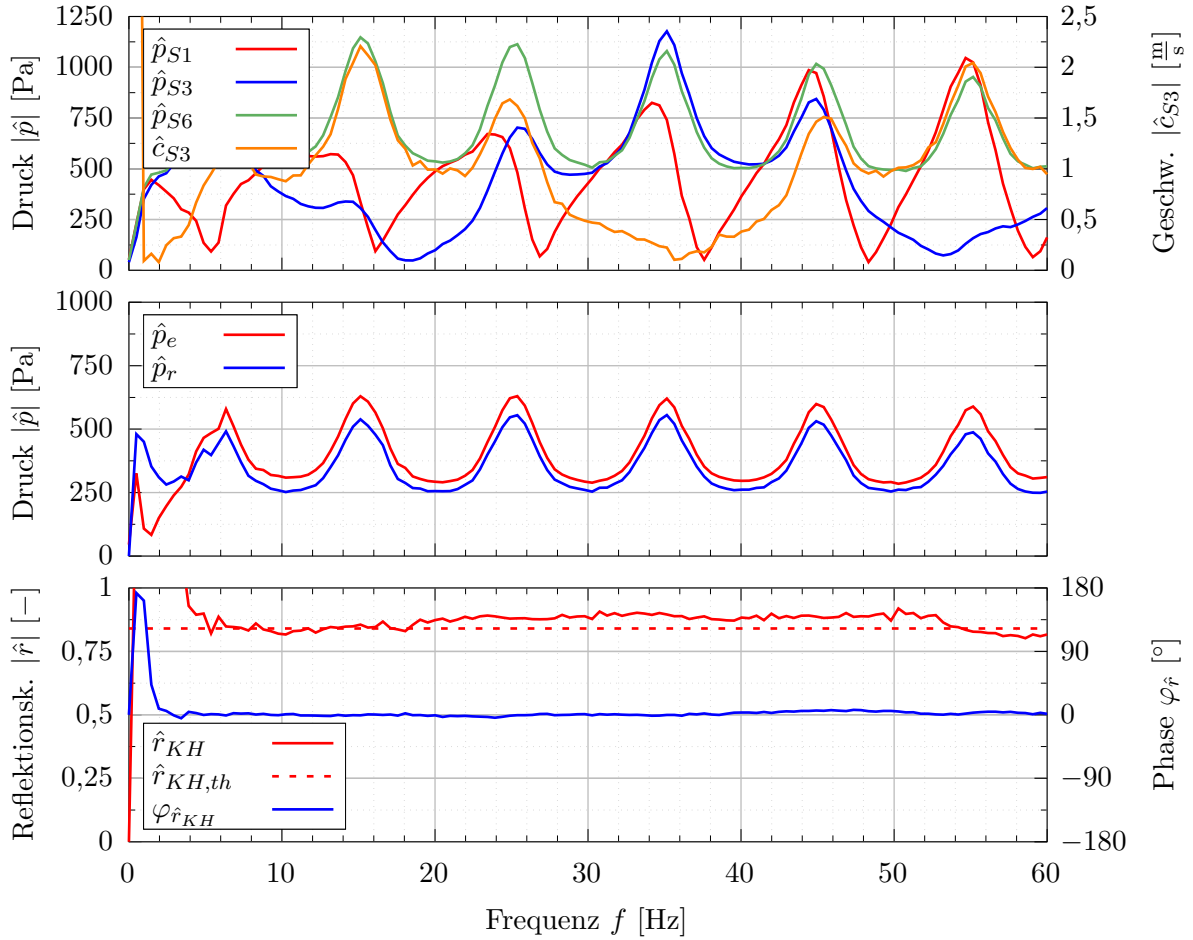


Abb. 7.14: Frequenzspektren der maximalen Amplituden der Messpunkte  $\tilde{p}_{S1}$ ,  $\tilde{p}_{S3}$ ,  $\tilde{p}_{S6}$  und  $c_{S3}$  sowie die abgeleiteten Wellenanteile und der Reflektionsfaktor am Kugelhahn ( $\alpha_{KH} = 0,085$ ,  $\alpha_{BP} = 0,19$ ,  $\bar{c}_1 = 8,7$  m/s)

kann neben den hin- und rücklaufenden Schallwellen auch die Dämpfungskonstante  $\alpha$  (Gl. 4.11) durch eine entsprechende Parametervariation bestimmt werden. Die Ergebnisse liefern derart geringe Dämpfungskonstanten ( $\alpha < 0,01$  %/m), dass diese für die weitere Bestimmung des Wellenbildes vernachlässigt werden. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit (vgl. Gl. 4.12) besitzt hingegen einen relevanten Einfluss auf das Ergebnis und wird daher mit berücksichtigt. Die beispielhaft auf die Einbauposition der PDE ( $x_{PDE} = 0$ , vgl. Abb. 6.6) bezogene Lösung der Wellengleichung zur Bestimmung des Wellenbildes sieht somit wie folgt aus:

$$\hat{p}(x_{PDE}) = \hat{p}_e \cdot e^{-ik_p x_{PDE}} + \hat{p}_r \cdot e^{ik_n x_{PDE}} \quad (7.14)$$

Die anhand der Methode bestimmten hin- und rücklaufenden Wellenanteile in der leeren Messstrecke sowie der auf die Einbauposition des Kugelhahns bezogene Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_{KH}$  sind ebenfalls in Abb. 7.14 dargestellt. Anhand der Ergebnisse können zwei wesentliche Erkenntnisse abgeleitet werden. Einerseits scheint der Pulsationsgenerator als Reflektionsstelle für die rücklaufende Welle in der Messstrecke eher einem akustisch offenen Ende zu entsprechen, da die maximalen Amplituden bei  $\frac{\lambda}{4}$ ,  $3 \cdot \frac{\lambda}{4}$  etc. auftreten. Des Weiteren kann das erwartete Reflektionsverhalten am Kugelhahn bestätigt werden. Der Betrag des Reflektionskoeffizienten ist nahezu frequenzunabhängig und stimmt mit dem

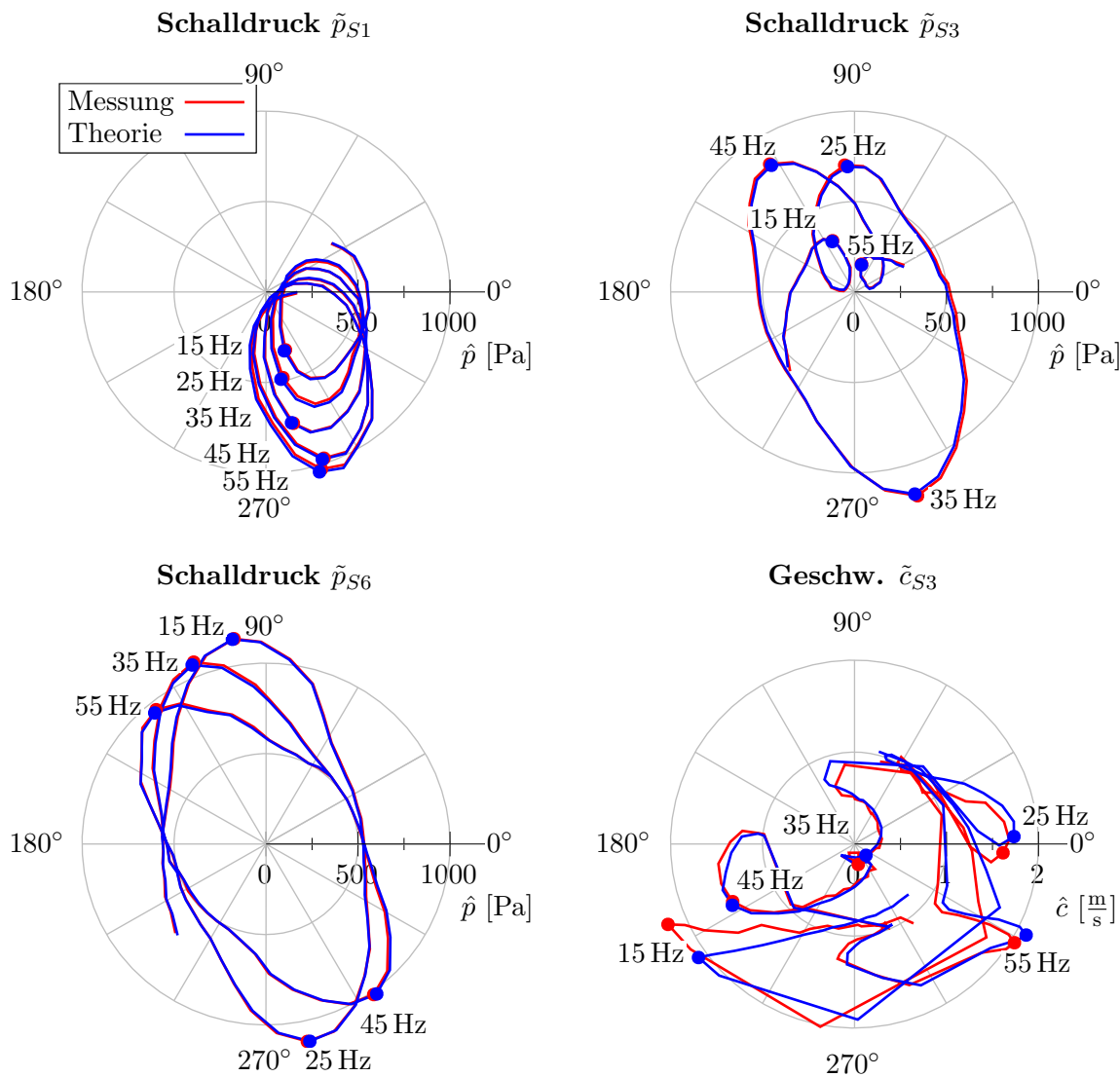


Abb. 7.15: Vergleich der auf die Anregung durch den Pulsationsgenerator bezogenen spektralen Amplitudenverläufe zwischen Messung und analytischer Reproduktion für die Messpunkte  $\tilde{p}_{S1}$ ,  $\tilde{p}_{S3}$ ,  $\tilde{p}_{S6}$  und  $\tilde{c}_{S3}$  ( $\alpha_{KH} = 0,085$ ,  $\alpha_{BP} = 0,19$ ,  $\bar{c}_1 = 8,7 \text{ m/s}$ )

theoretischen Ansatz über den lokalen Querschnittsprung sehr gut überein. Im tieffrequenten Bereich unterhalb von ca. 6 Hz sind die Ergebnisse aufgrund der mangelhaften Pulsationsgeneratorregelung unplausibel.

Um abschließend die Anwendbarkeit der Methode zu bestätigen, werden die komplexen Amplituden der Messwerte mit den reproduzierten Amplituden über die ebene Wellentheorie verglichen. Hierzu sind für die exemplarische Messreihe die Verläufe der komplexen Amplituden in **Abb. 7.15** in Polar- diagrammen dargestellt. Zur Überprüfung der Abbildungsgüte muss neben der korrekten Amplitude auch die Phasenbeziehung der einzelnen Messpunkte übereinstimmen. Diese werden hier jeweils auf die Anregungsposition des Pulsationsgenerators am Eintritt in die Messstrecke bezogen. Um eine all- gemeine Aussage über die Abbildungsgüte zu ermöglichen, kann der Fehler  $E_i$  für jede Spektrallinie  $f_k$

und jeden Messpunkt  $i$  in Relation zur maximalen spektralen Amplitude der hin- und rücklaufenden Welle betrachtet werden:

$$E_i(f_k) = \frac{|\hat{p}_{i,Messung}(f_k) - \hat{p}_{i,Theorie}(f_k)|}{|\hat{p}_{e,Theorie}(f_k)| + |\hat{p}_{r,Theorie}(f_k)|} \quad i \in [1; \dots; 6] \quad (7.15)$$

Für die exemplarische Messreihe lag der maximale Fehler der Druckpulsationen bei  $E_{max} = 3\%$ . Für die Geschwindigkeitsschwankungen am Messpunkt  $c_{S3}$  lag der maximale Fehler bei  $E_{max} = 15\%$ . Mögliche Ursachen können lokale Turbulenzen oder die inhomogene Geschwindigkeitsverteilung in der Querschnittsebene sein. In einem Großteil des Frequenzbereichs zeigen sich jedoch auch hier Abweichungen von  $E < 5\%$ . Grundsätzlich kann das Verfahren daher ohne Einschränkungen zur weiteren Analyse der Rohrleitungsakustik mit eingebauter PDE verwendet werden. Neben der Bestimmung der lokalen Druckschwankungen können die Ergebnisse auch anderweitig zu Interpretationszwecken genutzt werden. Eine nützliche Information stellt die maximale Pulsationsamplitude  $\hat{p}_{max}$  in einem Rohrleitungsabschnitt dar. Dieses lässt sich durch die Addition der Beträge von hin- und rücklaufender Schallwelle (entspricht einer phasengleichen Überlagerung) bestimmen:

$$\hat{p}_{max} = |\hat{p}_e| + |\hat{p}_r| \quad (7.16)$$

Aus der maximalen Pulsationsamplitude kann zusätzlich der Pulsationsindex  $I_c$  (Gl. 6.1) hergeleitet werden. Dazu wird die maximale Pulsationsamplitude über die Schallkennimpedanz ( $Z = \bar{\rho} \cdot a$ ) in die Amplitude der maximalen Schallschnelle überführt und auf die mittlere Strömungsgeschwindigkeit ( $\bar{c}$ ) bezogen:

$$I_c = \frac{|\hat{p}_e| + |\hat{p}_r|}{\bar{\rho} \cdot a \cdot \bar{c}} \quad (7.17)$$

## 7.4.2 Reflektionsfreie Randbedingung

Das vorgestellte Verfahren nach [Edg90] soll nun auch genutzt werden, um die Realisierung eines reflektionsfreien Verhaltens am Kugelhahn zu überprüfen, welches die Grundlage zur Untersuchung der Durchgangsdämpfung bei ursprünglich durchlaufenden Schallwellen ist. Hierzu wird die Versuchskonfiguration von Bechert [Bec80] mit dem Aufbau am Gasmengenversuchsstand (GMVS) verglichen, **Abb. 7.16**.

Becherts Untersuchungsmodell basiert auf einer Rohrleitung mit einer konischen Düse am unmittelbaren Auslass in die Umgebung. Die Messstrecke am GMVS besitzt in Analogie zur Einschnürung über die Düse einen Kugelhahn, welcher ebenfalls zu einer konvektiven Beschleunigung der Strömung führt. Im Gegensatz zu Bechert befindet sich unmittelbar hinter der Einschnürung jedoch ein weiterer Rohrleitungsabschnitt (Länge  $l_{RL} = 1,4\text{ m}$ ), welcher erst anschließend in den Pulsationsbehälter mündet. Das wesentliche Kriterium dafür, dass sich bei Becherts Ansatz ein reflektionsfreies Ende einstellt, ist der konstante Druck ( $\tilde{p}_{E_B} = 0$ ) in der Austrittsebene  $E_B$ , welcher bei ihm dem Umgebungsdruck entspricht. Sofern dieses Kriterium erfüllt wird, kann über die linearisierte Bernoulligleichung und die Kontinuitätsbeziehung eine Beziehung zwischen der Mach-Zahl  $Ma$  in der

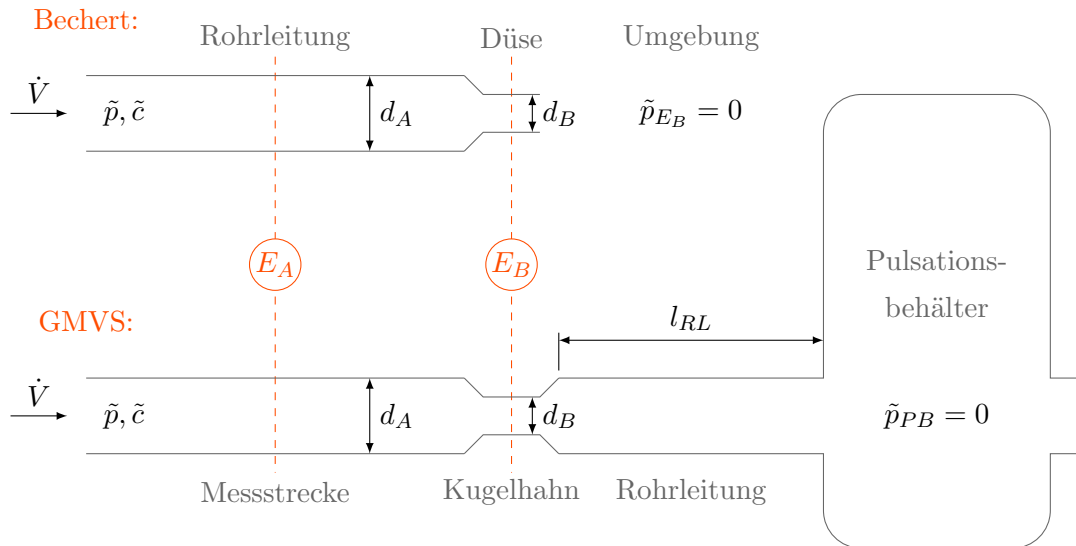


Abb. 7.16: Schematische Darstellung der unterschiedlichen Randbedingungen bei Becherts Untersuchungen und den Gegebenheiten am GMVS

Rohrleitung  $E_A$  und dem Flächenverhältnis  $\alpha$  des Düsenquerschnitts zum Rohrleitungsquerschnitt hergeleitet werden, welche für kleine Strouhal-Zahlen  $Sr$  zu einem reflektionsfreien Rohrleitungsabschluss führt [Bec80]:

$$Ma = \frac{\alpha^2}{1 - \alpha^4} \quad \text{mit} \quad \alpha = \frac{d_B^2}{d_A^2} \quad (7.18)$$

Beim GMVS hingegen liegt ein als konstant anzunehmender Druck erst im Pulsationsbehälter vor ( $\tilde{p}_{PB} = 0$ ). Damit der nach Bechert notwendige konstante Druck hinter der Einschnürung auch am GMVS vorliegt, muss sich der statische Druck im Behälter bis zum Austritt des Kugelhahns ausprägen. Hierzu muss die Wellenlänge  $\lambda$  der Pulsationen im Vergleich zur Länge des Rohrleitungsabschnitts  $l_{RL}$  groß sein, welches über die dazugehörige Helmholtz-Zahl  $He_{RL}$  ausgedrückt werden kann:

$$He_{RL} = \frac{l_{RL}}{\lambda} \quad (7.19)$$

Um der konstanten Druckrandbedingung auch bei den gegebenen Rohrleitungsdimensionen am GMVS zu entsprechen, werden die Untersuchungen zu einem reflektionsfreien Übertragungsverhalten für eine konstante Pulsationsfrequenz von 5 Hz durchgeführt. Im Gegensatz zu Frequenzrampen treten bei konstanten tieffrequenten Pulsationsfrequenzen keine Regelungsprobleme des Pulsationsgenerators auf. Für eine Schallgeschwindigkeit von  $a = 343 \text{ m/s}$  ergibt sich somit eine Helmholtz-Zahl von  $He_{RL} = 0,020$ , welche als ausreichend niedrig angesehen werden kann. Für diese Anregungsfrequenz wird das Reflektionsverhalten der Messstrecke bei mehreren Gebläsedrehzahlen  $n$  (dient als Regelgröße für den Massenstrom  $\dot{m}$ ) und unterschiedlichen Kugelhahnstellungen erfasst. In **Abb. 7.17** sind die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten  $\bar{c}$  in der Messstrecke und der Betrag des Reflektionskoeffizienten  $\hat{r}_{KH}$  über der prozentualen Öffnung des Kugelhahns dargestellt. 100 % Öffnung entsprechen einem vollständig geöffneten Kugelhahn mit  $0^\circ$  Kugelwinkel und 0 % Öffnung entsprechen  $90^\circ$  Kugelwinkel in Bezug auf die Rohrmittelachse und damit der geschlossenen Position. Das auf den Rohrleitungsquerschnitt bezogene Flächenverhältnis ist von der prozentualen Öffnung nahezu linear abhängig



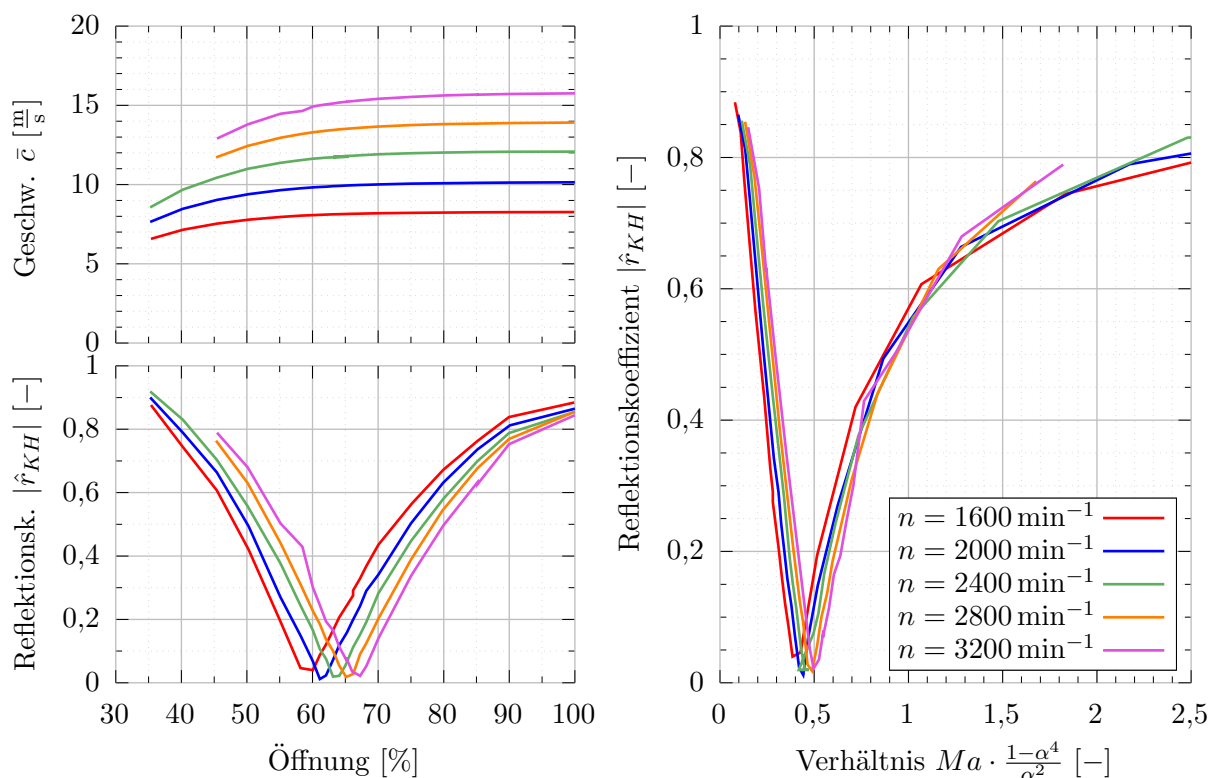


Abb. 7.17: Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten und Reflektionskoeffizienten bei unterschiedlichen Gebläsedrehzahlen und Kugelhahnstellungen für eine Pulsationsfrequenz von  $f = 5 \text{ Hz}$

und verläuft für den untersuchten Öffnungsbereich von  $\alpha_{KH} = 0,072$  für eine Öffnung von 35 % bis  $\alpha_{KH} = 0,528$  für eine Öffnung von 100 %.

Für sämtliche Gebläsedrehzahlen ergibt sich ein eindeutiges Minimum mit betragsmäßigen Reflektionskoeffizienten von bis zu  $|\hat{r}_{KH}| = 0,02$ . Durch Auftragen des Reflektionskoeffizienten über dem von Bechert hergeleiteten Verhältnis zwischen Mach-Zahl und Flächenverhältnis ergeben sich näherungsweise übereinstimmende Verläufe für die unterschiedlichen Gebläsedrehzahlen. Während nach Becherts Theorie das Minimum bei 1 liegen müsste, liegt dieses für die durchgeführte Messreihe hingegen bei ca. 0,4 bis 0,5. Die Abweichungen resultieren aus der zusätzlichen Einschnürung der Strömung durch die Kugelkontur. Der tatsächliche Strömungsquerschnitt der Kernströmung ist dadurch geringer als der geometrisch verfügbare Querschnitt. Da die Einschnürung zudem von der Stellung des Kugelhahns abhängig ist, ergibt sich eine leichte Streuung der Reflektionsminima. Die Ergebnisse bestätigen dennoch den gewählten Ansatz zur Realisierung eines reflektionsfreien Abschlusses der Messstrecke. Das grundsätzliche Funktionsprinzip der adaptiven und passiven PDE kann somit anhand durchlaufender Schallwellen für beliebige Strömungsgeschwindigkeiten in der Messstrecke untersucht werden.

Zusätzliche Untersuchungen der Reflektionscharakteristik bei höheren Pulsationsfrequenzen haben gezeigt, dass sich abweichende Minima des Reflektionskoeffizienten  $|\hat{r}_{KH}| > 0,02$  einstellen. Dieses Ergebnis ist unter anderem auf die abweichenden Randbedingungen zu Becherts Versuchsaufbau

(Helmholtz-Zahl  $He_{RL}$ ) zurückzuführen. Für die Untersuchungen zur Durchgangsdämpfung wird daher nur die Pulsationsfrequenz von  $f = 5$  Hz betrachtet.

### 7.4.3 Konfiguration der adaptiven und passiven PDE

Damit eine verbesserte Pulsationsdämpfung durch das vorgestellte Funktionsprinzip erzielt werden kann, muss zunächst eine geeignete Konfiguration der adaptiven und passiven PDE sowie ein dazugehöriger Betriebspunkt gewählt werden. Aufgrund der bereits erwähnten, positiven Eigenschaften von Gitterkombination *B4* - geringe Trägheit, lineare Abhängigkeit des Verlustbeiwerts  $\zeta_1$  von der Auslenkung  $x_G$ , akzeptabler rel. Verlustbeiwert  $\zeta_{rel}$  und die Größenordnung der Gitterkräfte  $F_G$  - wird diese für die nachfolgenden Betrachtungen verwendet.

Zur Auswahl einer geeigneten Biegefederkonfiguration wird auf das stationäre Kräftegleichgewicht (Gl. 5.26) und die Definition des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts  $\hat{\zeta}_{a-a,K}$  (Gl. 5.25) bzw.  $\hat{\zeta}_{a-a,ges}$  (Gl. 5.30) zurückgegriffen. Der stationäre Betriebspunkt wird maßgeblich über den dynamischen Druck  $\bar{p}_{dyn,1}$  beschrieben und ist entscheidend für die mittlere Betriebsposition  $\bar{x}_G$  bei gegebener PDE-Konfiguration. In **Abb. 7.18** ist der dynamische Druck  $\bar{p}_{dyn,1}$  für unterschiedliche Biegefedereinstellungen  $(l_{BF}, x_0)$  über der sich einstellenden mittleren Auslenkung  $\bar{x}_G$  dargestellt.

Die gewählte Nullposition von  $x_0 = -0,5$  mm entspricht der minimal einstellbaren Nullposition für den realisierten Prototypen. Die Ergebnisse zeigen, dass die Verläufe des dynamischen Drucks über der Auslenkung sowohl von der Federsteifigkeit ( $k_G = f(l_{BF})$ ) als auch der Nullposition  $x_0$  abhängen. Sobald der dynamische Druck oberhalb des Scheitelpunkts liegt, nimmt die Auslenkung bis zum Endanschlag zu, sofern der dynamische Druck mit zunehmender Auslenkung ( $\bar{x}_G \rightarrow \bar{x}_{G,max}$ ) nicht unterhalb des benötigten dynamischen Drucks beim Endanschlag abfällt.

Bisher konnte lediglich der Ausdruck für den konzeptbezogenen adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a,K}$  analytisch hergeleitet werden. Auf Basis der strömungsmechanischen Untersuchungen und der Bestimmung der Gitterkräfte sind nun auch die Größen  $\zeta_x$  und  $\beta_G$  bekannt. Daher kann nun ein analytischer Ausdruck für den Gradienten des Druckes  $p_1$  nach der Auslenkung  $x_G$  zur Bestimmung des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts  $\hat{\zeta}_{a-a,ges}$  gefunden werden (siehe Gl. 5.28). Einsetzen des linearen Ausdrucks für den Einflussfaktor  $\beta_G$  (siehe Gl. 7.13) in Gl. 5.28 liefert:

$$\frac{dp_1}{dx_G} = \frac{1}{\hat{H}_G \cdot A_K} - \rho \cdot \frac{\bar{c}_1^2}{2} \cdot \frac{h_G \cdot A_1^2}{N \cdot l_G} \cdot \frac{1}{A_K} \cdot \frac{2 \cdot \beta_0 + \beta_x \cdot (b_G + x_G)}{(b_G - x_G)^3} \quad (7.20)$$

In **Abb. 7.18** sind die Druckgradienten nach Gl. 7.20 für unterschiedliche Biegefederkonfigurationen unter Berücksichtigung der auslenkungsabhängigen dynamischen Drücke  $\bar{p}_{dyn,1}$  dargestellt. Im Gegensatz zu den konstanten Gradienten bei Vernachlässigung der Gitterkräfte (Strich-Punkt-Linie, vgl. Gl. 5.22) besitzen diese für beide Nullpositionen  $x_0$  einen monoton fallenden Verlauf. Dieses resultiert aus dem mit steigender Auslenkung erhöhten Einfluss durch die Gitterkräfte, welche aufgrund

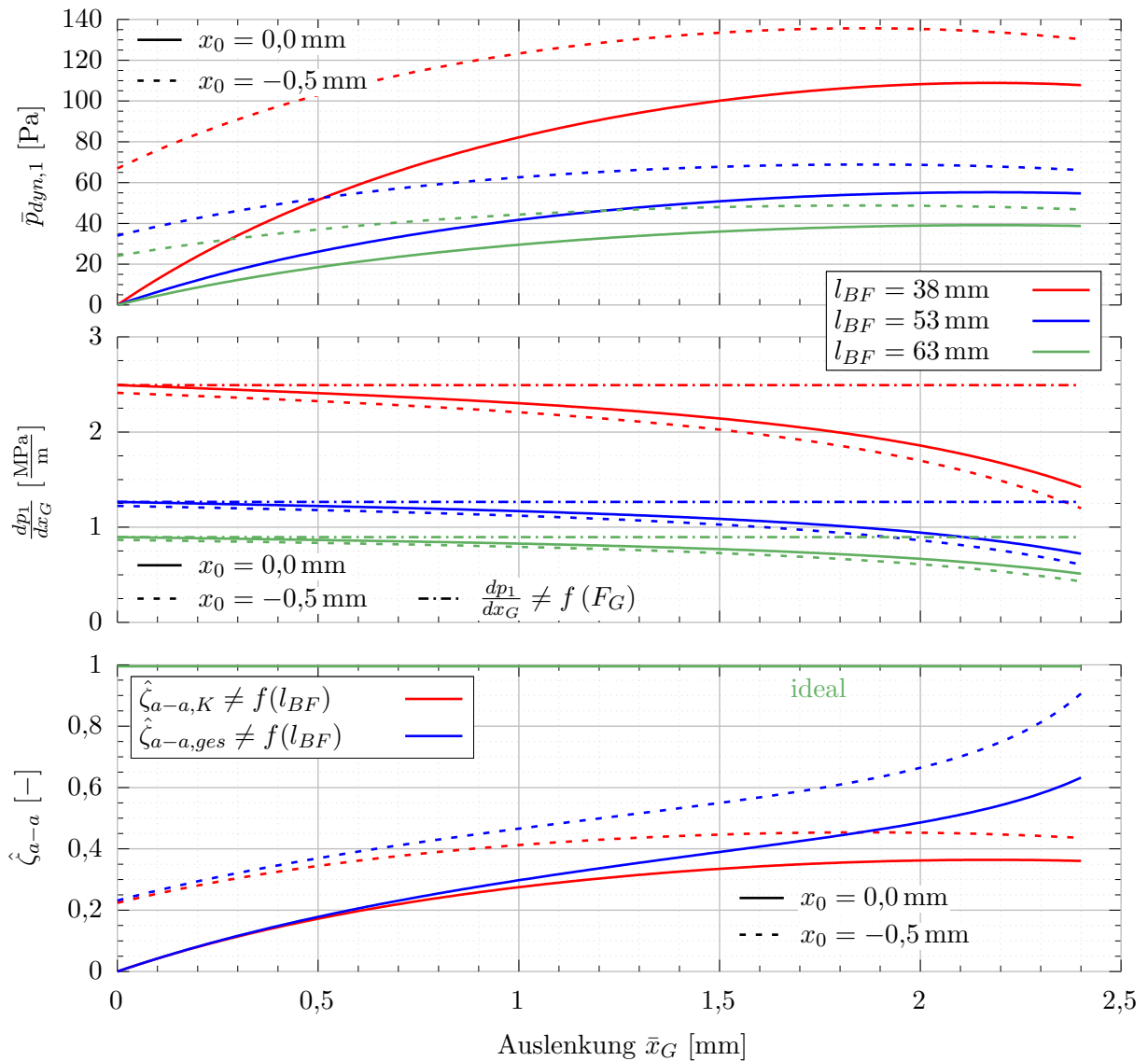


Abb. 7.18: Analytische Verläufe vom dynamischen Druck, dem Gradienten des Druckes  $p_1$  und dem adaptiven akustischen Verlustbeiwert für Gitterkombination  $B4$  mit unterschiedlichen Biegefederkonfigurationen ( $l_{BF}$ ,  $x_0$ ) über der mittleren Auslenkung  $\bar{x}_G$  (Annahmen:  $\hat{c}_1 = 0$ ,  $\hat{p}_2 = 0$ )

der ansteigenden Strömungsgeschwindigkeit in der Gitterebene zunehmen. Der Verlauf des Gradienten führt zu einem nicht linearen Einfluss auf das eigentliche Funktionsprinzip.

Abschließend kann unter Berücksichtigung des Druckgradienten nach Gl. 7.20, des Verlustbeiwertgradienten  $\zeta_x$  für Gitterkombination  $B4$  (siehe Tab. 7.1) und der Definition des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts nach Gl. 4.20 der erweiterte Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a,ges}$  bestimmt werden. In Abb. 7.18 unten sind die Verläufe des konzeptbezogenen adaptiven akustischen Verlustbeiwerts nach Gl. 5.25  $\hat{\zeta}_{a-a,K}$  sowie der um die Gitterkraft  $F_G$  gemäß dem Druckgradienten in Gl. 7.20 erweiterte Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a,ges}$  dargestellt. Die Verläufe resultieren aus den auslenkungsbezogenen dynamischen Drücken  $\bar{p}_{dyn,1}$  (Abb. 7.18 oben) sowie den gegebenen Verlustbeiwertgradienten  $\zeta_x$  (vgl. Tab. 7.1) und den

statischen Nachgiebigkeiten  $|\hat{H}_G|$  für Gitterkombination *B4*. Die resultierenden Verläufe für gleiche Nullpositionen liegen für verschiedene freie Biegefederlängen übereinander.

Zudem zeigen die Verläufe, dass das gewählte Konzept nicht im prinzipgemäßen Auslegungspunkt bei  $\hat{\zeta}_{a-a} = 1$  betrieben werden kann. Aufgrund der notwendigen Kompromisse hinsichtlich zusätzlicher Gitterkräfte  $F_G$  und der permanenten statischen Druckdifferenz über dem Kolben  $\Delta\bar{p}_K$  kann kein adaptiver akustischer Verlustbeiwert von  $\hat{\zeta}_{a-a} = 1$  erreicht werden. Die zusätzlichen Gitterkräfte ermöglichen hier eine Annäherung des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts  $\hat{\zeta}_{a-a,ges}$  an den vom Funktionsprinzip geforderten Wert von  $\hat{\zeta}_{a-a} = 1$  im oberen Bereich der Auslenkung. Eine mittlere Auslenkung  $\bar{x}_G$  oberhalb des Scheitelwerts des dynamischen Drucks  $p_{dyn,1}$  (siehe Abb. 7.18 oben) ist jedoch nicht für den Betrieb geeignet, da das Gitter permanent maximal ausgelenkt würde.

Für einen geeigneten Betriebspunkt muss der dynamische Druck der Zuströmung  $\bar{p}_{dyn,1}$  somit unterhalb des Scheitelwerts liegen. Damit turbulenzbedingte Schwankungen bzw. die späteren akustischen Schwankungen nicht dazu führen, dass die Überschreitung dieses Scheitelwerts zu einer konstanten vollständigen Auslenkung des Gitters führen, soll der dynamische Druck des Betriebspunkts 10 % unterhalb des Scheitelwerts liegen:

$$\bar{p}_{dyn,1} = 0,9 \cdot \max(\bar{p}_{dyn,1}) \quad (7.21)$$

In **Abb. 7.19** ist der resultierende dynamische Druck  $\bar{p}_{dyn,1}$  als Konstante für Gitterkombination *B4* mit einer freien Biegefederlänge von  $l_{BF} = 53$  mm und einer Nullposition von  $x_0 = -0,5$  mm dargestellt. Die mittlere Auslenkung  $\bar{x}_G$  für den gewählten Betriebspunkt liegt entsprechend bei  $\bar{x}_G \approx 1$  mm. Des Weiteren sind in Abb. 7.19 die dazugehörigen adaptiven akustischen Verlustbeiwerte  $\zeta_{a-a,K}$  bzw.  $\zeta_{a-a,ges}$  über der Auslenkung  $x_G$  dargestellt. Im Gegensatz zu den vorherigen Betrachtungen in Abb. 7.18 sind hier die von der momentanen Auslenkung  $x_G$  abhängigen adaptiven akustischen Verlustbeiwerte  $\zeta_{a-a}$  für den konstanten dynamischen Druck ( $\bar{p}_{dyn,1} \neq f(x_G)$ ) als Momentanwert dargestellt. Die Anpassung des Verlustbeiwerts  $\tilde{\zeta}_1$  an eine eintreffende Druckschwankung ist über eine Periode (bzw. eine Gitterbewegung  $\tilde{x}_G$ ) somit nicht konstant, sondern wird durch die zusätzlichen Gitterkräfte nichtlinear beeinflusst. Die Abweichungen des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts  $\zeta_{a-a,ges}$  liegen innerhalb eines Bewegungsraums von  $0 \text{ mm} < x_G < 2 \text{ mm}$  unterhalb von 25 %.

Die zuletzt vorgestellte Konfiguration (Gitterkombination *B4*,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = -0,5$  mm) wird nun in Kombination mit dem Betriebspunkt ( $\bar{p}_{dyn,1} \approx 61$  Pa) für die nachfolgenden akustischen Untersuchungen verwendet. Eine Auslegung gemäß dem analytischen Ansatz mit  $\hat{\zeta}_{a-a,ges} = 1$  ist nicht möglich. Der auf Basis von Annahmen aus der vollständigen Pulsationsdämpfung ( $c_1 = konst.$ ,  $p_2 = konst.$ ) analytisch bestimmte adaptive akustische Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a,ges}$  liegt in einem Wertebereich um 0,5. Daher ist davon auszugehen, dass die zu erwartende Dynamik der adaptiven und passiven PDE dennoch einen deutlichen Einfluss auf das Dämpfungsverhalten besitzen wird. Die nachfolgenden Vergleiche mit statischen Drosselementen sollen darüber Aufschluss geben.

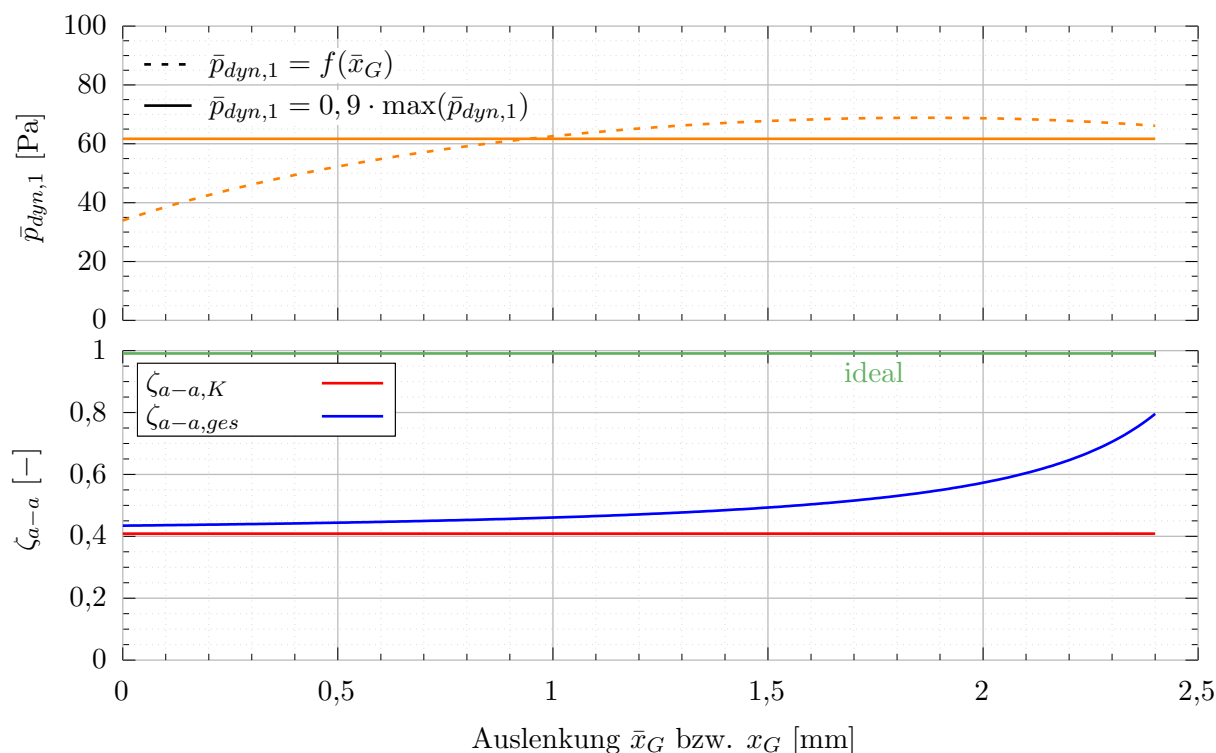


Abb. 7.19: Dyn. Drücke und adaptive akustische Verlustbeiwerte in Abhängigkeit von der Auslenkung ( $l_{BF} = 53 \text{ mm}$ ;  $x_0 = -0,5 \text{ mm}$ ; Annahmen:  $c_1 = konst.$ ;  $p_2 = konst.$ )

#### 7.4.4 Durchgangsdämpfung

Das erarbeitete Funktionsprinzip basiert auf einer vollständigen Reflektion der eintreffenden Schallenergie (vgl. Abs. 4.3). Die Unterbindung von Schallausbreitungen durch Reflektionen wird üblicherweise als Schalldämmung bezeichnet. Aufgrund der in Abs. 7.4.3 vorgestellten Abweichungen zum gewünschten Funktionsprinzip wird die Pulsationsdämpfung hier zusätzlich durch eine ergänzende Schallabsorption aufgrund des statischen Drosselanteils beeinflusst (vgl. Abb. 2.3 rechts). Um die Gesamtheit der Pulsationsminderung zu beschreiben, werden beide Effekte nachfolgend unter dem Begriff Durchgangsdämpfung zusammengefasst. Nach [Fuc07] ist diese in der Akustik als Differenz der Schalldruckpegel unmittelbar vor und hinter einem Prüfobjekt definiert. Da hier auf die Betrachtung von Pegeln verzichtet wird, wird stellvertretend für die Durchgangsdämpfung ein relatives Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,D}$  eingeführt. Das relative Pulsationsniveau wird als Quotient der lokalen Druckschwankungen unmittelbar vor und hinter der PDE definiert:

$$\hat{p}_{rel,D} = \frac{|\hat{p}_2|}{|\hat{p}_1|} \quad (7.22)$$

Wie bereits Eingangs erwähnt, stellen dissipative Drosselelemente stets einen Kompromiss zwischen ausreichender Dämpfung und akzeptablem Druckverlust dar. Daher wird der bleibende Druckverlust hier ebenfalls in eine dimensionslose Kennzahl überführt und maßgeblich für die spätere Bewertung hinzugezogen. Der relative bleibende Druckverlust  $\Delta p_{rel}$  bezieht den gemittel-

ten bleibenden Druckverlust  $\Delta\bar{p}_V$  über der PDE auf den mittleren statischen Druck der Zuströmung  $\bar{p}_1$ :

$$\Delta p_{rel} = \frac{\Delta\bar{p}_V}{\bar{p}_1} \quad (7.23)$$

Zur Untersuchung der Durchgangsdämpfung werden die Erkenntnisse aus Abs. 7.4.2 zum reflektionsfreien Abschluss der Messstrecke genutzt und die in Abs. 7.4.3 vorgestellte PDE-Konfiguration sowie ein geeigneter Betriebspunkt gewählt. Als Orientierungswert zur Bewertung des Dämpfungsverhaltens der adaptiven und passiven PDE wird zunächst eine statische Drossel untersucht. Nachfolgend wird erst der pulsationstechnische Einfluss der beiden unterschiedlichen Dämpfungselemente getrennt voneinander qualitativ beschrieben und anschließend vergleichend quantitativ gegenübergestellt.

### Statische Drossel

Als Referenz für eine statische Drossel wird der bestehende Prototyp genutzt und durch Versperung der Gitterbewegung als rein statisches Drosselement betrachtet. Die Einspannposition des Gitters beträgt  $x_0 = 2,4 \text{ mm}$ , der dazugehörige Verlustbeiwert ist  $\zeta_1 = 30$ . Es wird eine Strömungsgeschwindigkeit von  $\bar{c}_1 = 9,8 \text{ m/s}$  und eine Kugelhahnstellung von 62% eingestellt. Die Auswertung des Wellenbildes hinter der PDE bestätigt hier einen nahezu reflektionsfreien Betriebspunkt mit einem Reflektionskoeffizienten von  $|\hat{r}_{KH}| = 0,02$ . Der dynamische Druck der Zuströmung beträgt 61 Pa. Zunächst werden die zeitlichen Verläufe der Drücke am Messpunkt  $\tilde{p}_{S3}$  vor der PDE sowie im vorder- und rückseitigen Zylinderraum  $p_{K1}$  bzw.  $p_{K2}$  für unterschiedliche Pulsationsindizes  $I_c$  betrachtet, **Abb. 7.20**. Der Pulsationsindex wird gemäß Gl. 7.17 anhand des Wellenbildes vor der PDE ① bestimmt.

Die über den Messpunkt  $\tilde{p}_{S3}$  erfassten Druckschwankungen wurden über den statischen Druck vor der PDE  $\bar{p}_1$  in einen Absolutdruck ( $p_{S3} = \bar{p}_1 + \tilde{p}_{S3}$ ) überführt. Der direkte Vergleich mit den Druckschwankungen im Zylinderraum bestätigt zunächst eine gute Übertragung der lokalen Drücke in der Messstrecke auf den Kolben (Übertragungsverhalten  $\hat{H}_{p-p_K}$ , siehe Abb. 5.7), welches später noch näher verifiziert wird (siehe Abs. 7.4.6). Die Druckschwankungen werden unabhängig vom Pulsationsindex proportional gedämpft. Zudem zeigen die Verläufe, dass die mittlere Druckdifferenz über dem Kolben, welche näherungsweise dem bleibenden Druckverlust  $\Delta\bar{p}_V$  entspricht, unabhängig vom Pulsationsindex ist.

### Adaptive und passive PDE

Die gleichen Randbedingungen werden anschließend genutzt um das adaptive und passive Verhalten der PDE zu untersuchen. Die Konfiguration der PDE wurde gemäß Abs. 7.4.3 gewählt (Gitterkombination B4, Biegefederlänge  $l_{BF} = 53 \text{ mm}$ , Nullposition  $x_0 = -0,5 \text{ mm}$ ). In **Abb. 7.21** sind analog zu Abb. 7.20 die Zeitverläufe der lokalen Druckschwankungen über drei Perioden

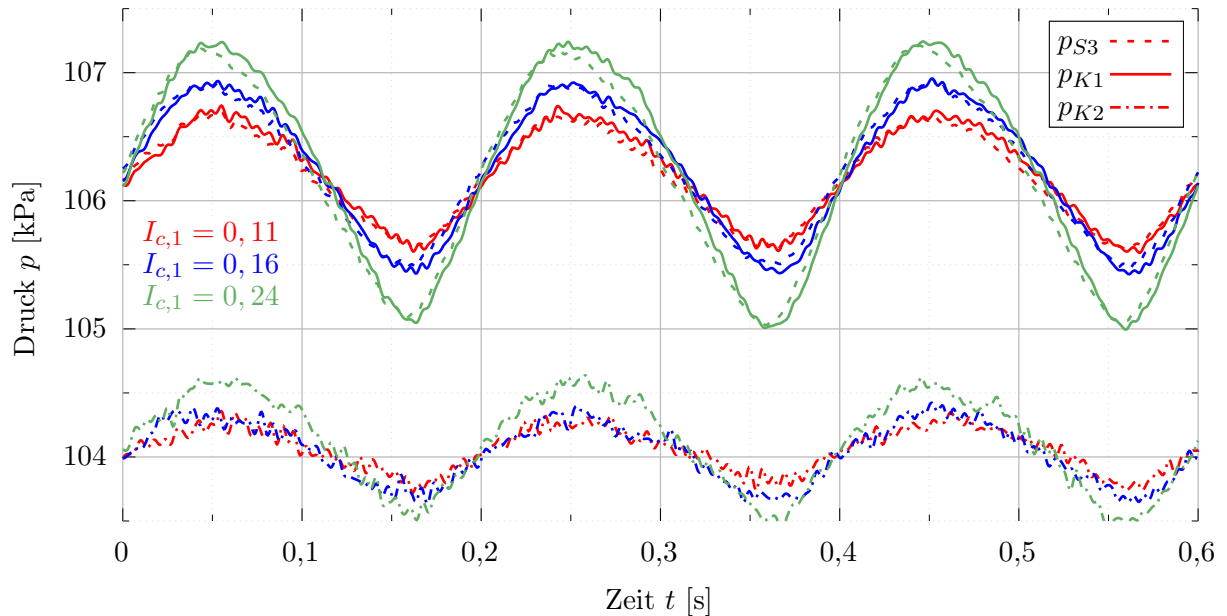


Abb. 7.20: Zeitlicher Verlauf der Drucksignale vor der PDE und in den Zylinderräumen für unterschiedliche Pulsationsindizes bei einer Pulsationsfrequenz von  $f = 5 \text{ Hz}$  ( $l_{BF} = 0 \text{ mm}$ ,  $x_0 = 2,4 \text{ mm}$ ,  $\bar{c}_1 = 9,8 \text{ m/s}$ ,  $\bar{p}_1 = 106,1 \text{ kPa}$ )

dargestellt. Zudem sind die Verläufe der gemessenen Kolbenkräfte  $F_K$  und der abgeleiteten Gitterkräfte  $F_G$  (Gl. 5.16) sowie der Gitterbewegung  $x_G$  und der daraus resultierenden Verlustbeiwerte  $\zeta_1$  mit dargestellt.

Die Druckverläufe bestätigen ein deutlich verbessertes Dämpfungsverhalten. Neben den reduzierten rückseitigen Druckschwankungen nimmt insbesondere die mittlere Druckdifferenz über dem Kolben mit zunehmendem Pulsationsindex  $I_c$  ab. Dafür ist der gewählte Betriebspunkt verantwortlich. Der mittlere dynamische Druck der Zuströmung liegt für die gewählte Konfiguration leicht unterhalb des Scheitelwerts (Vorgabe: 10 %, vgl. Abb. 7.19) zur Einstellung einer mittleren Gitterposition  $\bar{x}_G$ . Dennoch orientiert sich die Gitterbewegung permanent an der maximalen Auslenkung  $x_{G,max} = 2,4 \text{ mm}$  und liegt im Mittel oberhalb der gewählten Auslegungsposition. Bei der Auslegung wurde davon ausgegangen, dass der mittlere Differenzdruck über dem Kolben näherungsweise dem bleibenden Druckverlust entspricht. Die Ergebnisse haben jedoch gezeigt, dass der mittlere Differenzdruck  $\Delta\bar{p}_K$  des Kolbens ca. 5 % oberhalb des bleibenden Druckverlusts  $\Delta\bar{p}_V$  liegt. Diese Abweichung ist auf den erhöhten dynamischen Druck in der Kernströmung unmittelbar hinter der PDE zurückzuführen. Dieser führt zu einer erhöhten lokalen Absenkung des statischen Drucks. Dieser Effekt tritt bei Blendenströmungen ebenfalls auf. Dort wird diese erhöhte statische Druckdifferenz als Wirkdruck bezeichnet und gezielt zur Bestimmung des Massendurchsatzes genutzt [DIN04b].

Die zusätzlichen dynamischen adaptiven Kräfte führen in Kombination mit der leicht erhöhten statischen Druckdifferenz ( $\Delta\bar{p}_K \geq \Delta\bar{p}_V$ ) phasenweise zu einer Überschreitung des Scheitelwerts, vgl. Abb. 7.19. Dadurch orientiert sich die mittlere Gitterposition an der maximalen Auslenkung von  $x_{G,max} = 2,4 \text{ mm}$ . Ein zunehmender Pulsationsindex führt zu größeren dynamischen Kräften,

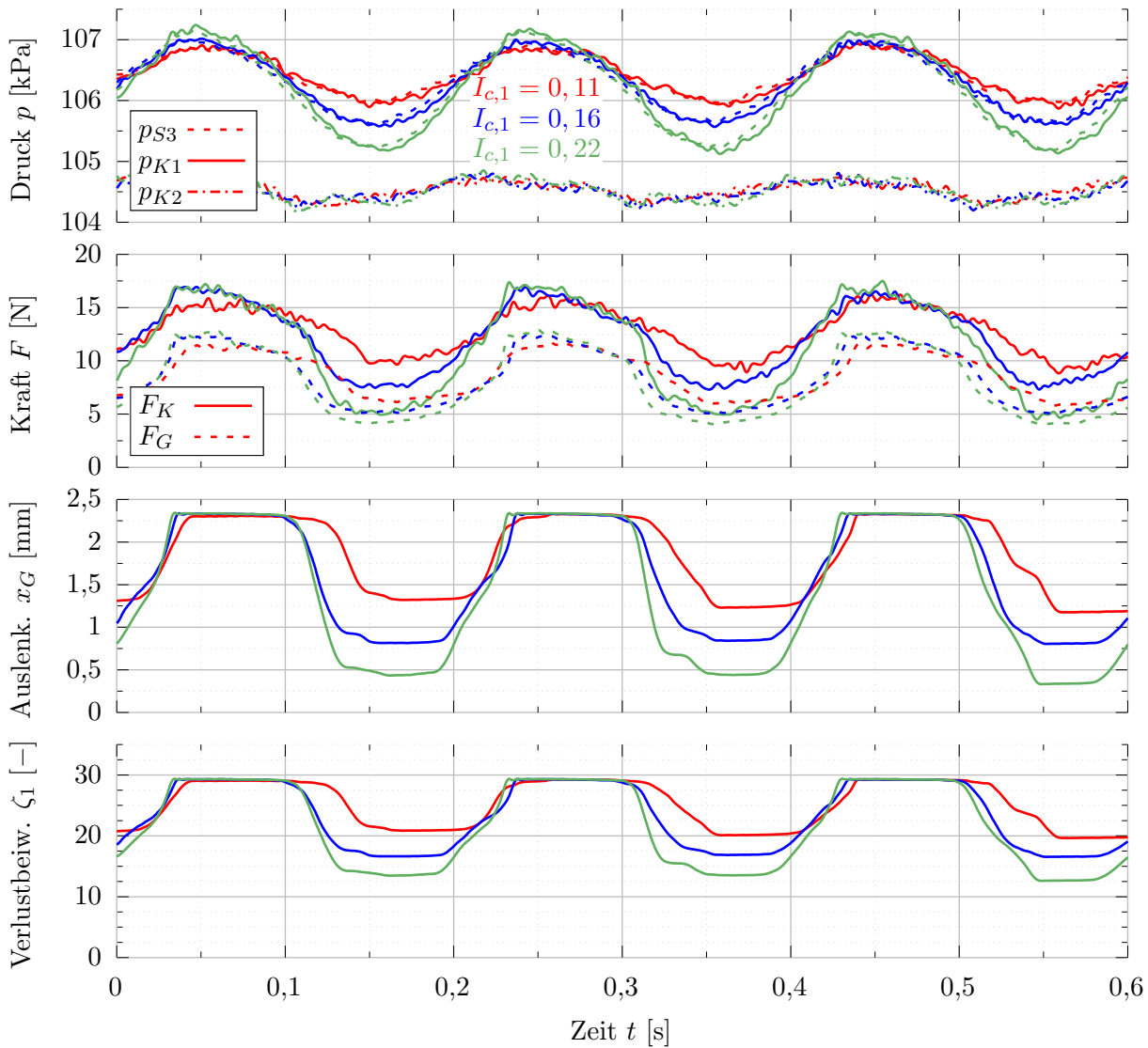


Abb. 7.21: Zeitlicher Verlauf der Drucksignale vor der PDE und in den Zylinderräumen, der adaptiven Kräfte sowie der Gitterbewegung und der dazugehörigen Verlustbeiwerte für unterschiedliche Pulsationsindizes bei einer Pulsationsfrequenz von  $f = 5 \text{ Hz}$  ( $l_{BF} = 53 \text{ mm}$ ,  $x_0 = -0,5 \text{ mm}$ ,  $\bar{c}_1 = 9,8 \text{ m/s}$ ,  $\bar{p}_1 = 106,1 \text{ kPa}$ )

welche zu einer erhöhten Gitterbewegung führen. Die mittlere Auslenkung  $\bar{x}_G$  sowie die mittlere Druckdifferenz  $\Delta\bar{p}_K$  nimmt daher mit zunehmendem Pulsationsindex ab. Der untere Scheitelwert der eintreffenden Druckschwankungen nähert sich dadurch zunehmend den gedämpften rückseitigen Druckschwankungen  $\tilde{p}_{K2}$  an.

Während die Druckpulsationen einen näherungsweise harmonischen Verlauf besitzen, weisen die Kraftverläufe sowie die Gitterbewegung einen periodischen Verlauf mit erhöhten höherharmonischen Anteilen auf. Die Kolben- und Gitterkräfte verlaufen dabei nahezu gleichphasig und in einer ähnlichen Größenordnung. Der Verlauf resultiert einerseits aus der über den Endanschlag begrenzten Gitterbewegung. Auf der anderen Seite deutet die im Bereich des unteren Scheitelwerts ver-



harrende Gitterposition auf den bereits strukturdynamisch festgestellten Reibungseinfluss hin (vgl. Abs. 7.1.2). Gleichzeitig beeinflusst dieses Bewegungsprofil wiederum die Gitterkräfte. Dieser Zusammenhang wurde bereits anhand der vorgestellten Wirkzusammenhänge (vgl. Abb. 5.7) diskutiert. Der resultierende Verlustbeiwert schwankt auslenkungsabhängig in einem Bereich von  $\zeta_1 = 12$  bis 30.

## Vergleich

Anhand der gezeigten Kurvenverläufe wurde das dynamische Verhalten der PDE und deren Einfluss auf die Pulsationssituation qualitativ beschrieben. Nachfolgend soll nun der Einfluss der adaptiven und passiven PDE auf die instationäre Strömungssituation quantitativ bewertet und mit der statischen Drossel verglichen werden. Dazu werden die erfassten Messdaten spektral ausgewertet und deren komplexe Amplituden bei der Pulsationsfrequenz von  $f = 5$  Hz über dem Pulsationsindex  $I_{c,1}$  (Gl. 7.17) betrachtet, **Abb. 7.22**.

Die - neben den betragsmäßigen Amplituden - mit dargestellten Phasenbeziehungen werden auf die Druckschwankung vor der PDE  $\hat{p}_1$  bezogen. Neben der erhöhten Pulsationsdämpfung durch die adaptive und passive PDE fällt dadurch unter anderem auf, dass die rückseitigen Druckschwankungen den eintreffenden Druckschwankungen um bis zu  $45^\circ$  vorausseilen. Ähnlich verhalten sich auch die lokalen Geschwindigkeitsschwankungen  $\hat{c}_1$ . Bei der statischen Drossel verhalten sich die Druck-  $\hat{p}_2$  und Geschwindigkeitsschwankungen  $\hat{c}_1$  hingegen phasentreu zur vorderseitigen Druckschwankung  $\hat{p}_1$ .

Die Gegenüberstellung der Druckverluste  $\Delta\bar{p}_V$  bestätigt den mit zunehmendem Pulsationsindex abnehmenden mittleren Druckverlust für die adaptive und passive PDE. Die Abnahme des bleibenden Druckverlusts ist insbesondere auf die mit zunehmender Gitterbewegung abnehmende mittlere Auslenkung  $\bar{x}_G$  der Gitterkontur zurückzuführen.

Die für die Gitterbewegung  $x_G$  verantwortlichen Kräfte steigen mit dem Pulsationsindex an. Zudem zeigt sich, dass diese Kräfte einen leichten Phasenversatz zur eintreffenden Druckschwankung  $\hat{p}_1$  besitzen. Dieser resultiert aus den - aufgrund der struktur- und strömungsmechanischen Eigenschaften gewählten - Kompromissen. Während das adaptive Funktionsprinzip nur die lokalen Druckschwankungen vor der PDE  $\tilde{p}_1$  für adaptive Kräfte nutzen soll, werden diese hier zusätzlich durch die rückseitigen Druckschwankungen  $\tilde{p}_2$  beeinflusst. Des Weiteren müssen für die Gitterkombination B4 die Gitterkräfte  $F_G$  berücksichtigt werden. Diese sind etwas geringer als die Kolbenkräfte  $F_K$  und haben einen nochmals leicht größeren Phasenversatz.

Die aus den adaptiven Kräften resultierende Gitterbewegung besitzt daher ebenfalls einen Phasenversatz zur eintreffenden Druckschwankung  $\hat{p}_1$ . Zudem nimmt die Amplitude der Gitterbewegung mit steigenden Pulsationsindizes kontinuierlich zu und die mittlere Auslenkung nimmt - wie bereits erwähnt - kontinuierlich ab.

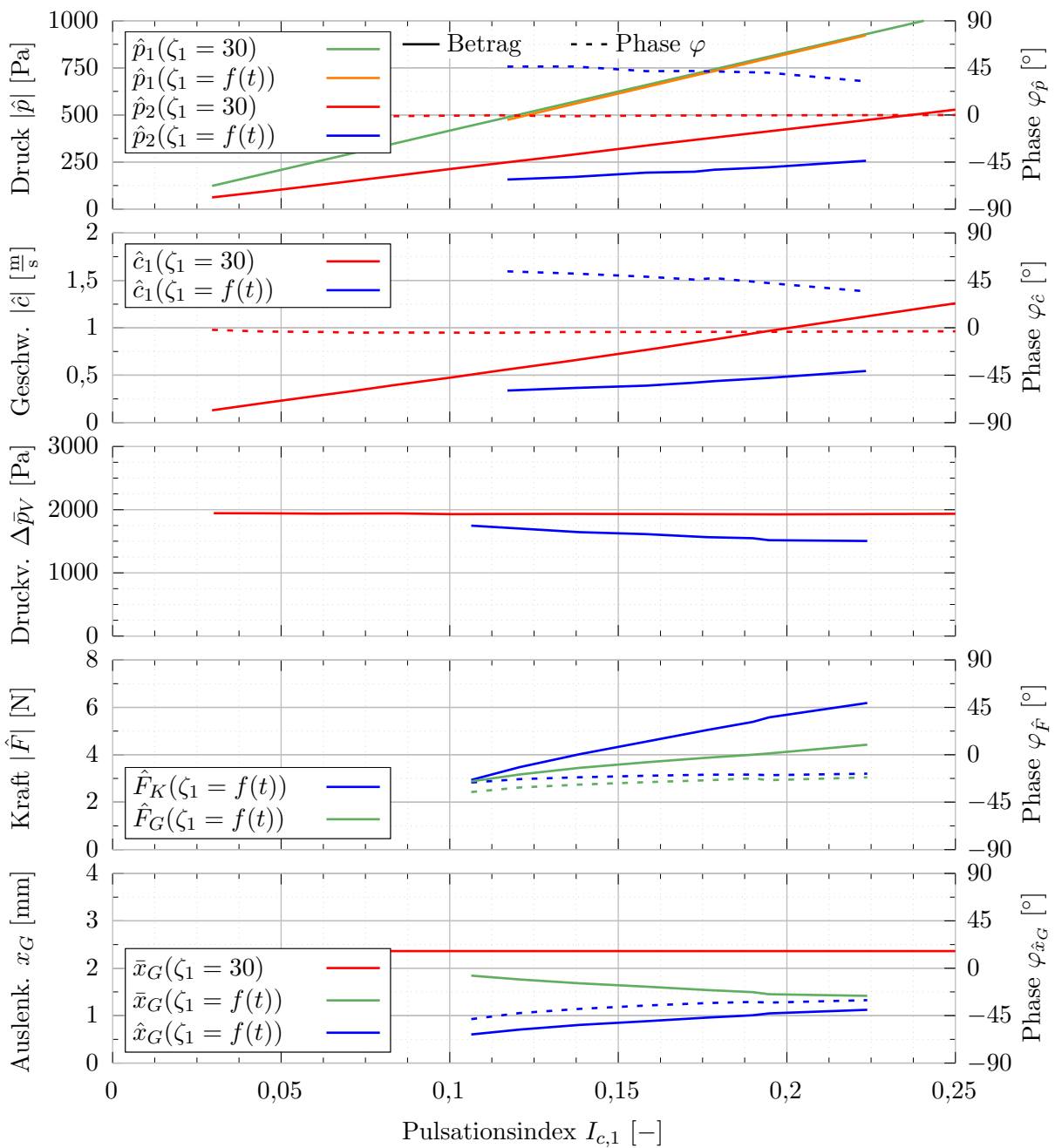


Abb. 7.22: Vergleich der Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen, des bleibenden Druckverlustes sowie der dynamischen Kräfte und der Gitterbewegung in Abhängigkeit vom Pulsationsindex für eine Pulsationsfrequenz von  $f = 5$  Hz ( $\bar{c}_1 = 9,8$  m/s,  $\bar{p}_1 = 106,1$  kPa)

Im Anschluss an die Betrachtung der absoluten Größen sollen nun Kennzahlen genutzt werden, damit allgemeingültige Aussagen über das Dämpfungsverhalten getroffen werden können. Zur Überprüfung des adaptiven Funktionsprinzips wird dabei auf den Reflektionskoeffizienten  $\hat{r}_1$  an der PDE zurückgegriffen. Zusätzlich wird der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$  messtechnisch ermittelt. Um darüber hinaus einen aussagekräftigen Vergleich der adaptiven und passiven PDE mit einer statischen Drossel zu ermöglichen, wird das relative Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,D}$  (Gl. 7.22) und der relative bleibende Druckverlust  $\Delta p_{rel}$  (Gl. 7.23) ebenfalls betrachtet. Zur Ermittlung der akustischen Größen - Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_1$ , adaptiver akustischer Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$  und Verhältnis der Druckschwankungen  $\hat{p}_{rel,D}$  - wird auf die validierte Auswertungsmethodik (siehe Abs. 7.4.1) zurückgegriffen. Dadurch können lokale Abweichungen - bspw. durch die Betrachtung der Drücke in den Zylinderräumen - ausgeschlossen werden. Neben den Kennzahlen der statischen Drossel und der adaptiven und passiven PDE werden auch die idealen Kennzahlen gemäß der Definition der idealen dissipativen Pulsationsdämpfung (vgl. Abs. 4.1) mit betrachtet, **Abb. 7.23**.

Der Vergleich der Reflektionskoeffizienten zeigt, dass die adaptive und passive PDE gegenüber der statischen Drossel einen um bis zu 115 % größeren Reflektionskoeffizienten realisiert. Die dargestellten Phasenverläufe der Reflektionskoeffizienten sind auf die Einbauposition der PDE ( $x_{PDE} = 0$ ) bezogen. Während die Phase der statischen Drossel nahezu  $\varphi_{\hat{r}_1} = 0^\circ$  beträgt, besitzt die Phase des Reflektionskoeffizienten der adaptiven und passiven PDE einen Phasenversatz von bis zu  $\varphi_{\hat{r}_1} = 32^\circ$ . Der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$  verläuft qualitativ ähnlich wie der Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_1$ . Der Phasenversatz des Reflektionskoeffizienten resultiert maßgeblich aus dem Phasenversatz der Verlustbeiwertschwankungen, welcher identisch mit dem Phasengang der Gitterbewegung  $\hat{x}_G$  ist (vgl. Abb. 7.22). Betragsmäßig konnte ein adaptiver akustischer Verlustbeiwert von  $|\hat{\zeta}_{a-a}| = 1$  nicht erreicht werden. Der maximale Betrag des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts liegt mit  $|\hat{\zeta}_{a-a}| = 0,72$  oberhalb des Auslegungswertes von  $\hat{\zeta}_{a-a,ges} \approx 0,5$  und fällt mit zunehmendem Pulsationsindex leicht ab. Der leichte Abfall kann über die abfallende mittlere Gitterauslenkung  $\bar{x}_G$  (vgl. Abb. 7.22) begründet werden. Die mittlere Gitterposition besitzt einen direkten Einfluss auf den adaptiven akustischen Verlustbeiwert, welcher mit abnehmender Auslenkung abnimmt (vgl. Abb. 7.19).

Die betragsmäßigen Abweichungen zu den anhand der Konfiguration (Abs. 7.4.3) zu erwartenden adaptiven akustischen Verlustbeiwerten sind auf die sich im Betrieb einstellenden abweichenden Randbedingungen zurückzuführen. Da keine vollständige Pulsationsdämpfung realisiert wurde, führen sowohl rückseitige Druck-  $\hat{p}_2$  als auch die Geschwindigkeitsschwankungen  $\hat{c}_1$  zu einer maßgeblichen Beeinflussung des Gradienten des Druckes  $p_1$  nach der Auslenkung  $x_G$ . Abweichungen bei diesem Gradienten haben wiederum einen proportionalen Einfluss auf den adaptiven akustischen Verlustbeiwert zur Folge (vgl. Abs. 5.2.4). Die genannten Abweichungen sowie die bei der Konfiguration ebenfalls vernachlässigten Reibungseffekte haben auch zu dem sich einstellenden Phasenversatz  $\varphi_{\hat{\zeta}_{a-a}}$  gegenüber der eintreffenden Druckschwankung  $\hat{p}_1$  geführt.

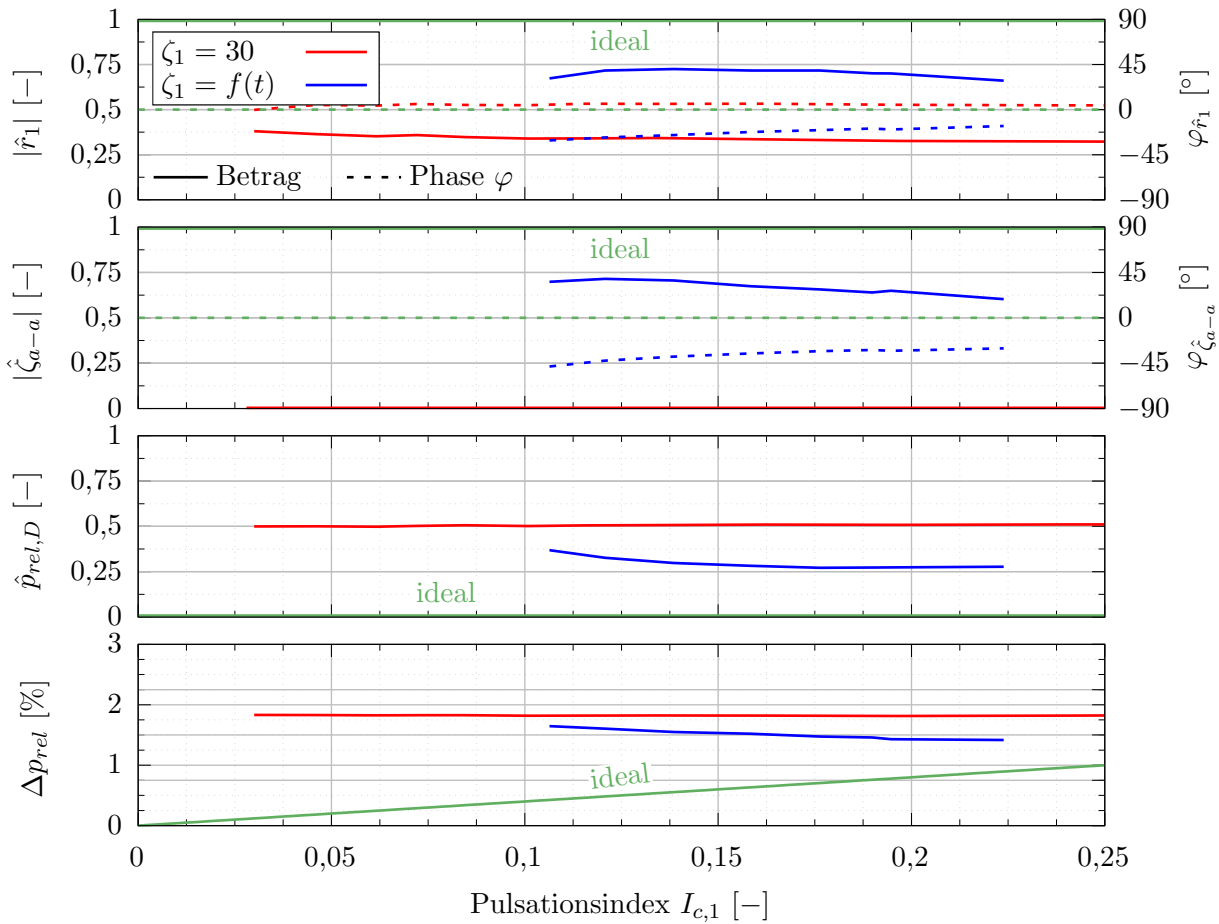


Abb. 7.23: Vergleich der Reflektionskoeffizienten, des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts, des rel. Pulsationsniveaus und des rel. Druckverlusts in Abhängigkeit vom Pulsationsindex für eine Pulsationsfrequenz von  $f = 5$  Hz ( $\bar{c}_1 = 9,8$  m/s,  $\bar{p}_1 = 106,1$  kPa)

Unabhängig von den Phasenbeziehungen konnte aufgrund des betragsmäßig größeren Reflektionskoeffizienten die Durchgangsdämpfung der adaptiven und passiven PDE gegenüber der statischen Drossel deutlich erhöht werden. Das relative Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,D}$  liegt bis zu 47% unterhalb von dem der statischen Drossel. Gleichzeitig konnte der bleibende Druckverlust um bis zu 20% reduziert werden. Dieser nähert sich - aufgrund der mit zunehmendem Pulsationsindex  $I_{c,1}$  abnehmenden mittleren Auslenkung  $\bar{x}_G$  - kontinuierlich dem gemäß Definition (vgl. Abs. 4.1) minimalen Druckverlust der idealen dissipativen Pulsationsdämpfung an.

Die adaptive und passive PDE besitzt somit ein deutlich verbessertes Dämpfungsverhalten gegenüber einer statischen Drossel. Eine vollständige Pulsationsdämpfung konnte mit der realisierten PDE jedoch nicht erreicht werden.

### 7.4.5 Einfügungsdämpfung

Nachdem die Umsetzung des Funktionsprinzips der adaptiven und passiven PDE bei der Betrachtung der Durchgangsdämpfung bestätigt werden konnte, wird nun die Einfügungsdämpfung näher untersucht. Nach [Fuc07] wird diese über die Differenz der Schalleistungspegel ohne und mit schallmindernder Maßnahme berechnet. Da Pegel den quantitativen Vergleich der Dämpfungseinheiten nicht linear wiedergeben, wird für eine entdimensionierte Bewertung der Einfügungsdämpfung ein Weiteres relatives Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,E}$  eingeführt. Im Gegensatz zur Durchgangsdämpfung muss hier die lokale Verteilung der Druckschwankungen berücksichtigt werden. Daher werden die maximalen Pulsationsamplituden  $\hat{p}_{max}(\zeta_1 \neq 0)$  im Rohrleitungsabschnitt hinter der PDE für die gedämpfte Situation auf die maximalen Pulsationsamplituden  $\hat{p}_{max}(\zeta_1 = 0)$  der Originalsituation ohne zusätzliche Drosselung bezogen:

$$\hat{p}_{rel,E} = \frac{\hat{p}_{max}(\zeta_1 \neq 0)}{\hat{p}_{max}(\zeta_1 = 0)} = \frac{|\hat{p}_e(\zeta_1 \neq 0)| + |\hat{p}_r(\zeta_1 \neq 0)|}{|\hat{p}_e(\zeta_1 = 0)| + |\hat{p}_r(\zeta_1 = 0)|} \quad (7.24)$$

Der für die Bewertung ebenfalls relevante relative Druckverlust  $\Delta p_{rel}$  wird analog zur Durchgangsdämpfung bestimmt (Gl. 7.23). Damit hier bewusst der Einsatz der adaptiven und passiven PDE bei stehenden Wellen untersucht werden kann, wird der Kugelhahn, wie bereits in Abschnitt 6.2.4 beschrieben, stark angedrosselt ( $\alpha_{KH} = 0,085$ ). Es wird dieselbe PDE-Konfiguration (Gitterkombination B4,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = -0,5$  mm) wie in Abs. 7.4.4 untersucht. Für eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit von  $\bar{c} = 8,7$  m/s stellt sich bei angedrosseltem Kugelhahn ein mittlerer Anlagendruck vor der PDE von  $\bar{p}_1 = 136$  kPa ein. Der dynamische Druck der Zuströmung beträgt dann ebenfalls  $\bar{p}_{dyn,1} = 61$  Pa. Über den Pulsationsgenerator wird die bereits in Abschnitt 7.4.1 vorgestellte Frequenzrampe bis 60 Hz mit einer Steigung von 0,25 Hz/s und einer Bypassstellung von  $\alpha_{BP} = 0,19$  gefahren. Um einen geeigneten Orientierungswert zur Bewertung des Dämpfungsverhaltens mit adaptiver und passiver PDE zu erhalten, werden erneut zunächst statische Drosselemente betrachtet.

#### Statische Drossel

Für unterschiedliche Konfigurationen der PDE als statische Drossel sind in **Abb. 7.24** die hin- und rücklaufenden Wellenanteile vor und hinter der PDE für eine Bypassstellung des Pulsationsgenerators von  $\alpha_{BP} = 0,19$  dargestellt. Die hin- und rücklaufenden Wellenanteile können durch betragsmäßige Addition in das für einen Abschnitt maßgebliche Pulsationsniveau, die maximale Pulsationsamplitude  $\hat{p}_{max}$  nach Gl. 7.16, überführt werden.

Die Messergebnisse zeigen einen deutlichen Einfluss der unterschiedlich starken Drosselemente auf das Pulsationsniveau in der Messstrecke. Die Ausprägung der stehenden Wellen wird mit ansteigender Drosselung von  $\zeta_1 = 10$  bis hin zu  $\zeta_1 = 30$  zunehmend abgeschwächt. Für die stärkste Drosselung wird das Pulsationsniveau hinter der PDE um über 60% bei der 15 Hz-Resonanz reduziert. Das Pulsationsniveau vor der PDE konnte in ähnlichem Maße reduziert werden, liegt in Abhängigkeit von der

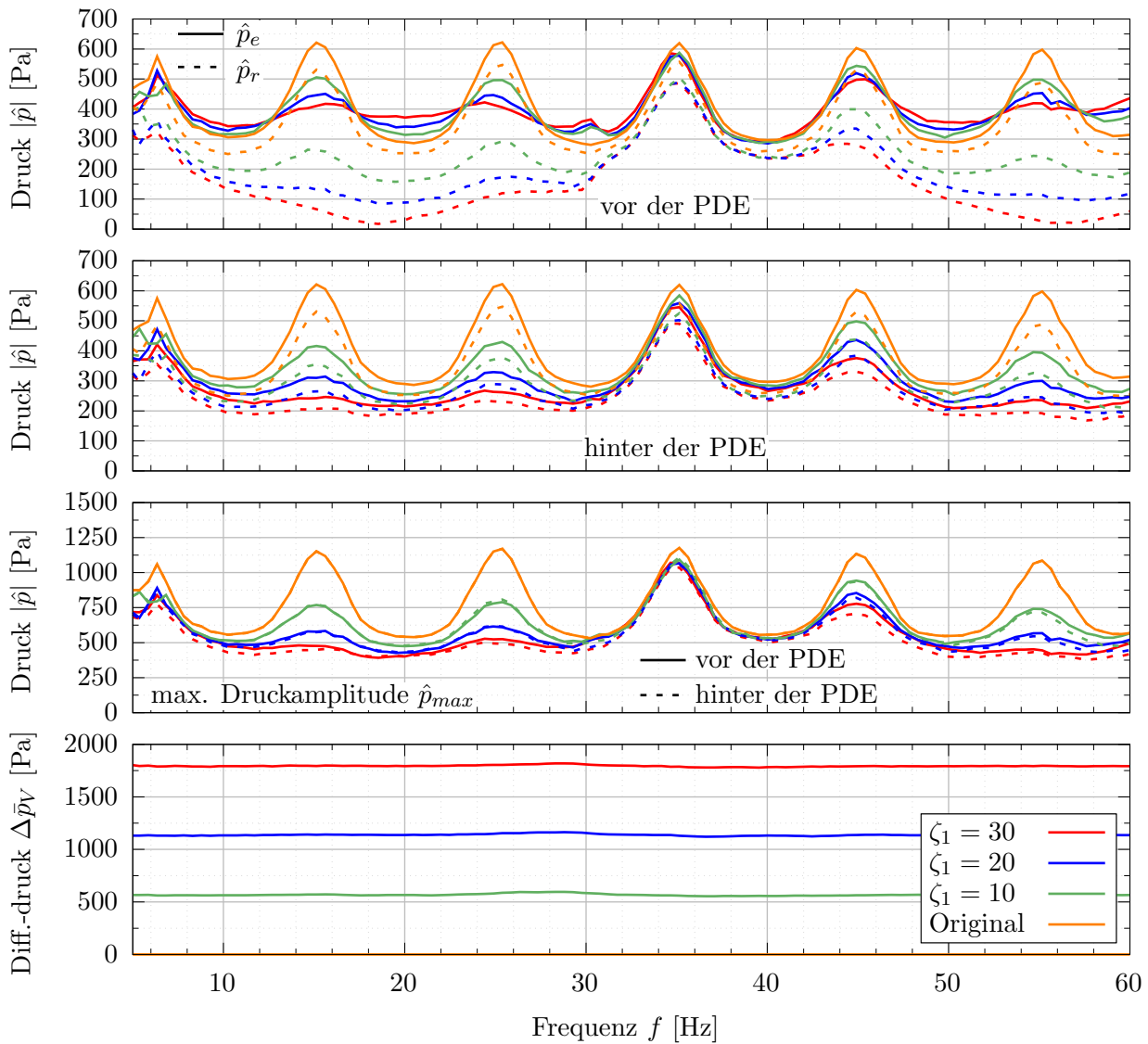


Abb. 7.24: Spektrale Darstellung der hin- und rücklaufenden Wellen  $|\hat{p}_e|$  und  $|\hat{p}_r|$  vor und hinter der PDE, der maximalen Pulsationsamplitude  $\hat{p}_{max}$  sowie der Druckverluste  $\Delta\bar{p}_V$  für unterschiedliche feststehende Gitterkonfigurationen ( $\bar{c}_1 = 8,7$  m/s,  $\bar{p}_1 = 136$  kPa,  $\alpha_{PG} = 0,19$ )

Pulsationsfrequenz jedoch stets leicht oberhalb des hinteren Pulsationsniveaus. Diese nur sehr geringen Unterschiede zwischen dem Pulsationsniveau vor und hinter der PDE können über den analytisch bestimmten Einfluss einer Drossel in Abb. 2.3 erläutert werden. Das Produkt aus Verlustbeiwert  $\zeta_1$  und Mach-Zahl  $Ma_1$  beträgt maximal 0,75 für  $\zeta_1 = 30$ . Der resultierende Reflektionsgrad für die als Drossel eingesetzte PDE ist mit ca. 0,07 sehr gering (vgl. Abb. 2.3). Die restliche akustische Energie wird transmittiert bzw. absorbiert. Aufgrund dieses geringen Reflektionsanteils der hier untersuchten statischen Drosseln und der starken Reflektionen am Kugelhahn stellen sich nahezu identische Pulsationsniveaus in den Rohrleitungsabschnitten vor- und hinter der PDE ein.

Des Weiteren besitzt das sich einstellende Pulsationsniveau eine starke Frequenzabhängigkeit. Diese Abhängigkeit ist auf die Einbauposition der PDE zurückzuführen. Je besser die Einbauposition der

PDE mit einem lokalen Maximum der Geschwindigkeitsschwankungen übereinstimmt, desto größer ist deren Einfluss auf das Pulsationsniveau. Daher wird die Resonanzfrequenz bei  $f = 35$  Hz nur marginal durch die statischen Drosseln beeinflusst (vgl. Geschwindigkeitsschwankungen für  $c_{S3}$  in Abb. 7.14). Der Druckverlust verhält sich proportional zu den Verlustbeiwerten und liegt bei maximal  $\Delta\bar{p}_V = 1780$  Pa für die stärkste Drosselung  $\zeta_1 = 30$ .

### Adaptive und passive PDE

Nach den statischen Drosseln wird nun das Dämpfungsverhalten der adaptiven und passiven PDE untersucht. Hierzu werden erneut die hin- und rücklaufenden Wellen  $\hat{p}_e$  und  $\hat{p}_r$ , die maximale Druckamplitude  $\hat{p}_{max}$ , die adaptiven Kräfte  $\hat{F}_K$  und  $\hat{F}_G$  sowie die Gitterbewegung  $x_G$  spektral betrachtet, **Abb. 7.25**.

Der Einsatz der adaptiven und passiven PDE führt zu einem deutlich verbesserten Pulsationsniveau im tieffrequenten Bereich bis ca. 27 Hz. Im Bereich des Geschwindigkeitknotens bei ca. 37,5 Hz ist analog zu der statischen Drossel kein Einfluss zu verzeichnen. Im daran anschließenden höherfrequenten Bereich ist der Einfluss wiederum begrenzt.

Im Gegensatz zu der statischen Drossel ist das sich einstellende Pulsationsniveau vor und hinter der PDE teilweise stark unterschiedlich, vgl. Diagramm 3 in Abb. 7.25. Dafür ist das adaptive Funktionsprinzip verantwortlich, welches idealerweise eine Vollreflektion  $\hat{r}_1 = 1$  an der PDE realisiert. Auch für die hier von der vollständigen Pulsationsdämpfung abweichenden Betriebspunkte wird ein erhöhter Anteil der eintreffenden Druckschwankungen reflektiert, woraus ein reduziertes rückseitiges Pulsationsniveau resultiert. Es gibt jedoch auch Frequenzbereiche, bei denen das rückseitige Pulsationsniveau oberhalb des vorderseitigen Pulsationsniveaus liegt. Dieses ist dann der Fall, wenn die dynamische Gitterbewegung und der daran gekoppelte Verlustbeiwert gegenphasig zu den eintreffenden Druckschwankungen verlaufen. Anhand des Phasengangs der Schwankungsamplitude  $\varphi_{\hat{x}_G}$  in einem Frequenzbereich von ca. 28 bis 37 Hz wird die gegenphasige Bewegung ersichtlich. Dort wirkt die adaptive und passive PDE wie eine akustische Quelle.

Die dynamischen Kolben- und Gitterkräfte  $\hat{F}_K$  und  $\hat{F}_G$  liegen analog zu den Untersuchungen der Durchgangsdämpfung auf einem ähnlichen Niveau. Die Addition der Kolben- und Gitterkräfte liefert die an der beweglichen Struktur angreifende dynamische Gesamtkraft  $\hat{F}_{ges}$ . In dem Frequenzbereich unterhalb des Geschwindigkeitsknotens am Ort der PDE verlaufen beide Kraftkomponenten nahezu phasengleich auf einem näherungsweise konstanten Niveau mit einer Gesamtkraft von bis zu  $|\hat{F}_{ges}| = 8,5$  N. Sobald sich an der Position der PDE jedoch ein Geschwindigkeitsknoten einstellt (hier bei ca. 37,5 Hz) brechen die adaptiven Kräfte stark ein und gehen gegen Null. Im Frequenzbereich oberhalb des Geschwindigkeitsknotens am Ort der PDE nimmt die sich ergebende Gesamtkraft zunächst leicht zu, bleibt aufgrund zunehmender Phasendifferenzen zwischen den beiden Kraftkomponenten jedoch auf einem deutlich niedrigeren Niveau.

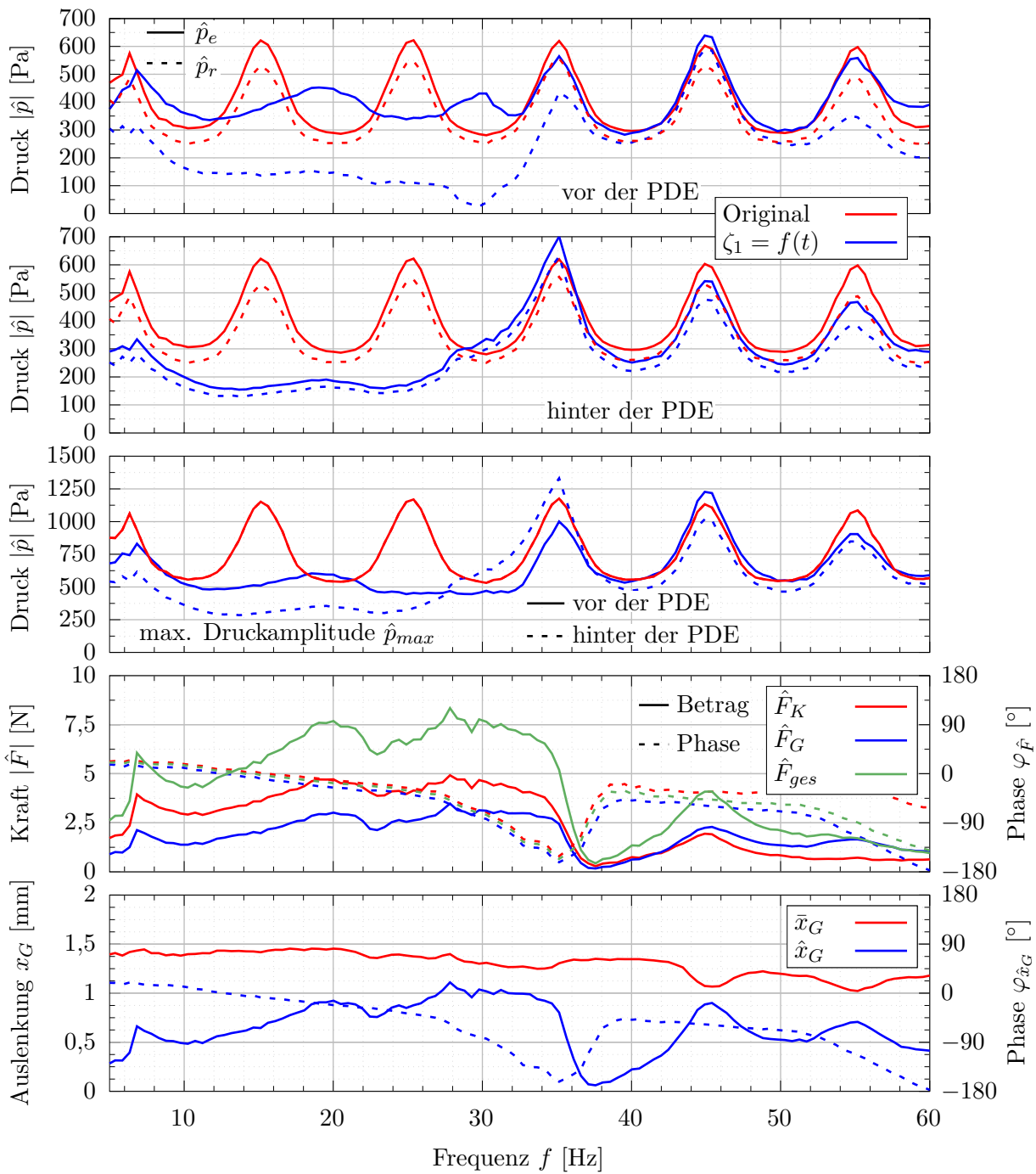


Abb. 7.25: Spektrale Darstellung der hin- und rücklaufenden Wellen vor und hinter der PDE, der maximalen Pulsationsamplitude, der dynamischen Kräfte und der Gitterbewegung (Gitterkombination B4,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = -0,5$  mm,  $\bar{c}_1 = 8,7$  m/s,  $\bar{p}_1 = 136$  kPa,  $\alpha_{BP} = 0,19$ )



Analog zu den Untersuchungen der Durchgangsdämpfung in Abs. 7.4.4 liegt die mittlere Gitterposition  $\bar{x}_G$  erneut oberhalb der erwarteten Auslegungsposition. Die Gitterbewegung  $\hat{x}_G$  verläuft im unteren Frequenzbereich bis ca. 35 Hz nahezu proportional zu den Kräften. Im anschließenden Frequenzbereich nahe des lokalen Geschwindigkeitsknotens hingegen liegen keine dynamischen Kräfte mehr vor und die adaptive und passive PDE verhält sich analog zu einer statischen Drossel. Da sowohl der dynamische Druck ( $p_{dyn,1} \neq f(t)$ ) als auch der Verlustbeiwert ( $\zeta_1 \neq f(t)$ ) hier zeitlich konstant sind, liegt für diesen Betriebspunkt ein rein statischer Druckverlust ( $\Delta p_V \neq f(t)$ ) vor, welcher keine pulsationsdämpfende Wirkung besitzt.

Die dynamischen Kräfte müssen über einen zeitabhängigen Druckverlust bei zunächst konstanter Auslenkung initiiert werden. Nur dann kommt es zu einer dynamischen Interaktion zwischen der Strömung und der Struktur, welche zu einer adaptiven Anpassung des Verlustbeiwerts führt. Bei geöffneter Kolbenrückseite  $oK$  liegt im Geschwindigkeitsknoten am Ort der PDE hingegen kein dynamischer Druckverlust vor. Ohne dynamische Kräfte kann das dynamische adaptive Verhalten nicht initiiert werden. Im höheren Frequenzbereich steigt die Gitterbewegung bei deutlich niedrigeren Erregerkräften überproportional stark an, welches auf die strukturelle mechanische Eigenfrequenz der Konfiguration bei ca. 57 Hz (vgl. Abb. 7.4) zurückzuführen ist.

## Vergleich

Nachdem der Einfluss der statischen Drossel und der adaptiven und passiven PDE auf das akustische Verhalten bei stehenden Wellen getrennt voneinander betrachtet wurde, werden diese nun quantitativ miteinander verglichen. Da bei den spektralen Betrachtungen der adaptiven und passiven PDE bereits die Kräfte und die Gitterbewegung berücksichtigt wurden, wird hier nun direkt auf eine entdimensionierte Ergebnisdarstellung zurückgegriffen.

Zur Bewertung des Pulsationsverhaltens sind der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$ , der relative Druckverlust  $\Delta p_{rel}$  (Gl. 7.23) und das relative Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,E}$  (Gl. 7.24) in **Abb. 7.26** dargestellt. Auf eine Betrachtung des Reflektionsverhaltens an der PDE muss hier verzichtet werden, da der Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_1$  durch die zusätzlichen Reflektionen am Kugelhahn verfälscht wird.

Der Verlauf des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts  $\hat{\zeta}_{a-a}$  verdeutlicht die frequenzabhängigen Einflüsse der adaptiven und passiven PDE auf das Pulsationsniveau. Im tieffrequenten Bereich bis ca. 27 Hz verläuft die Verlustbeiwertschwankung relativ phasentreu zu den vorderseitigen Druckschwankungen  $\hat{p}_1$ . Dadurch kann eine verbesserte Pulsationsdämpfung  $\hat{p}_{rel,E}$  gegenüber statischen Drosselementen erzielt werden. Die Dynamik des Verlustbeiwerts reicht hier jedoch nicht aus, um eine vollständige Pulsationsdämpfung zu realisieren ( $\hat{\zeta}_{a-a} < 1$ ). In dem Bereich wo der adaptive akustische Verlustbeiwert betragsmäßig dem adaptiven Funktionsprinzip entspricht, liegt hingegen eine zu große Phasendifferenz vor  $\varphi_{\hat{\zeta}_{a-a}} > 35^\circ$ . Der bis 35 Hz weiter zunehmende Phasenversatz ist auch für die Pulsationsanregung im Frequenzbereich von ca. 28 bis 36 Hz verantwortlich. Dabei

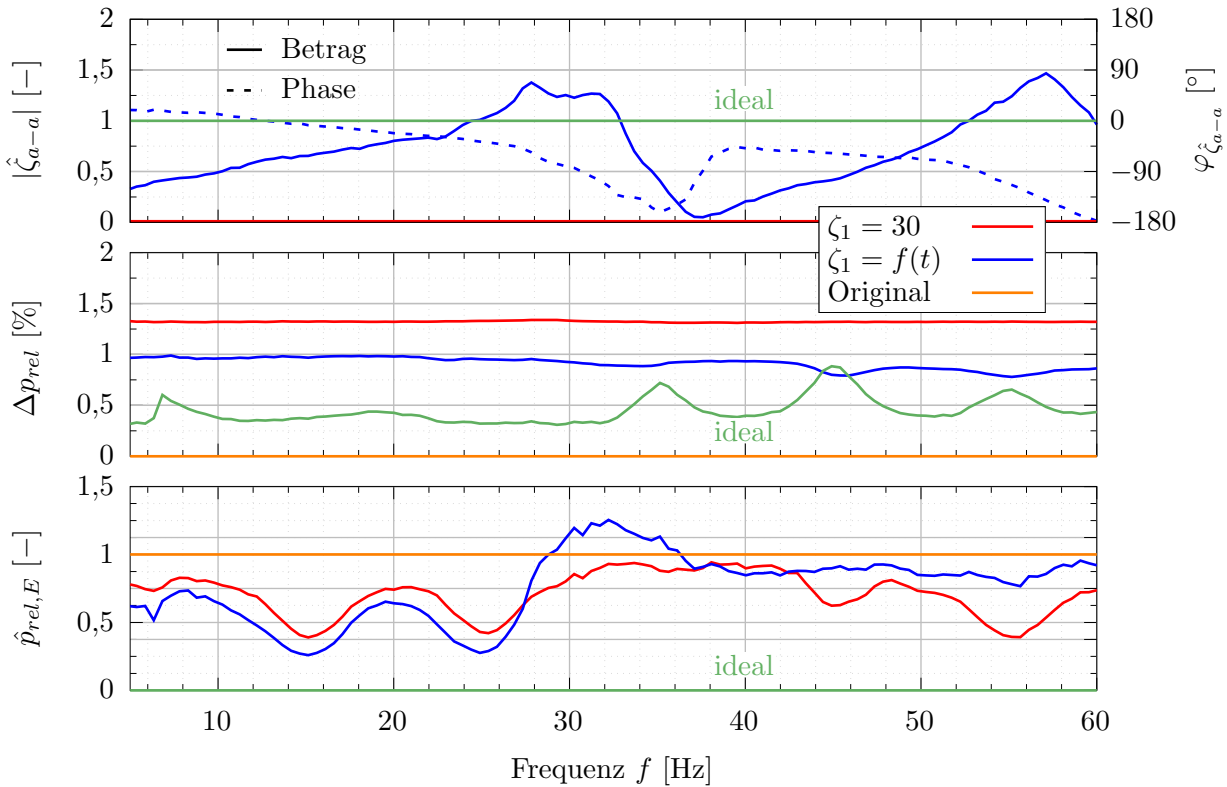


Abb. 7.26: Adaptiver akustischer Verlustbeiwert, relativer Druckverlust und relatives Pulsationsniveau über der Frequenz für Gitterkombination  $B4$  mit  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = -0,5$  mm bzw. der statischen Referenz mit  $l_{BF} = 0$  mm,  $x_0 = 2,4$  mm ( $\alpha_{BP} = 0,19$ )

treten hinter der PDE größere Pulsationen als in der Originalsituation auf. Im Bereich des lokalen Geschwindigkeitsknotens am Ort der PDE liegt daraufhin ein adaptiver akustischer Verlustbeiwert von  $\hat{\zeta}_{a-a} \approx 0$  vor. Im anschließenden Frequenzbereich erfolgt erneut ein kontinuierlicher Anstieg des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts, welcher aufgrund eines unzureichenden Phasengangs jedoch keine verbesserte Pulsationsdämpfung bewirkt.

Der Druckverlust der adaptiven und passiven PDE-Konfiguration besitzt eine leichte Frequenzabhängigkeit, welche mit dem Verlauf der mittleren Gitterauslenkung  $\bar{x}_G$  (siehe Abb. 7.25) korreliert. Der relative Druckverlust liegt mit maximal  $\Delta p_{rel} = 0,98\%$  deutlich unterhalb des Druckverlustes der statischen Drosselung. Hier ergibt sich eine prozentuale Verbesserung von 27% für den Frequenzbereich von 5 bis 27 Hz. Im höheren Frequenzbereich ergibt sich ein sogar noch weiter abgesenkter Druckverlust auf bis zu 0,8%. Der dargestellte Verlauf für den idealen relativen Druckverlust orientiert sich an den sich ergebenden Druckschwankungen  $|\hat{p}_1|$  unmittelbar vor der PDE bei dem Einsatz der adaptiven und passiven PDE und liegt weitestgehend unterhalb des Druckverlustes der adaptiven und passiven PDE.

Das Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,E}$  hinter der PDE kann im tieffrequenten Bereich zwischen 5 und 27 Hz durch die adaptive und passive PDE-Ausführung bei niedrigerem Druckverlust gegenüber der statischen Drossel deutlich reduziert werden. In dem Frequenzbereich zwischen 27 und 36 Hz kommt es hingegen zu einer leichten Überhöhung des Pulsationsniveaus, welches auf den Phasengang des

adaptiven akustischen Verlustbeiwerts  $\hat{\zeta}_{a-a}$  zurückzuführen ist. Im höheren Frequenzbereich kann eine leichte Pulsationsdämpfung festgestellt werden, welche gegenüber der statischen Drosselung jedoch deutlich niedriger ausfällt. Insgesamt liegt das relative Pulsationsniveau mit einer Reduktion von bis zu  $\hat{p}_{rel,E} = 0,25$  auf dem Niveau der Durchgangsdämpfung (vgl. Abb. 7.23). Gegenüber der statischen Drossel konnte das relative Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,E}$  um bis zu 38 % bei den ursprünglichen Resonanzfrequenzen von 15 und 25 Hz reduziert werden. Zusammenfassend kann somit erneut der vorteilhafte Einsatz der adaptiven und passiven PDE gegenüber statischen Drosselementen bestätigt werden.

Damit allgemeine Aussagen über das Betriebsverhalten der adaptiven und passiven PDE getroffen werden können, müssen noch weitere Betriebsbedingungen variiert werden. Dabei ist insbesondere die betrags- und phasenmäßige Reflektionscharakteristik  $\hat{r}_2$  des Wellenfeldes unmittelbar hinter der PDE von Interesse. Die Abhängigkeit von resonanzbedingten Verstärkungseffekten durch die Rohrleitungsakustik kann ebenfalls einen signifikanten Einfluss auf das Dämpfungsverhalten besitzen. Eine umfangreiche Untersuchung von Einflussgrößen ist daher im Rahmen der numerischen Untersuchungen in Abs. 8.7 durchgeführt worden. Diese Vorgehensweise bietet den Vorteil, dass unabhängig von den Gegebenheiten am GMVS beliebige Randbedingungen zur Untersuchung des Dämpfungsverhaltens der adaptiven und passiven PDE vorgegeben werden können.

#### 7.4.6 Funktionsanalyse

Nachdem die Messergebnisse eine deutliche Verbesserung gezeigt, jedoch nicht zu einer vollständigen Pulsationsdämpfung geführt haben, werden nun die Wirkzusammenhänge im Rahmen einer Funktionsanalyse näher hinterfragt. Die für das gewählte Konzept relevanten Wirkzusammenhänge wurden bereits in Abs. 5.2.4 erörtert. Hier werden nun die Zusammenhänge anhand der Untersuchungen der Einfügungsdämpfung, welche eine breitbandige Analysebasis bietet, analysiert. Vor allem die lokalen Größen unmittelbar vor und hinter der PDE werden dabei fokussiert betrachtet.

Zur Realisierung einer vollständigen Pulsationsdämpfung muss die Übertragungskette vom vorderseitigen Druck  $p_1$  über die adaptive Gesamtkraft  $F_{ges}$  und die Gitterbewegung  $x_G$  bis hin zum Verlustbeiwert  $\zeta_1$  dem adaptiven und passiven Funktionsprinzip entsprechen (vgl. Abb. 5.7). Die Kombination dieser Übertragungswege führt letztlich auf den adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$ , welcher bisher noch nicht dem idealen adaptiven Funktionsprinzip entsprechen konnte. Daher werden die Übertragungswege hier nun differenziert voneinander betrachtet, um die konzeptgetreue Umsetzung zu überprüfen.

Als Zwischenschritt vor der Betrachtung des Übertragungsverhaltens der vorderseitigen Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  zu den adaptiven Kräften  $\tilde{F}_K$  und  $\tilde{F}_G$  wird zunächst die Übertragung  $\hat{H}_{p-p_K}$  der lokalen Druckschwankungen in der Rohrleitung auf den Kolben untersucht. Dadurch

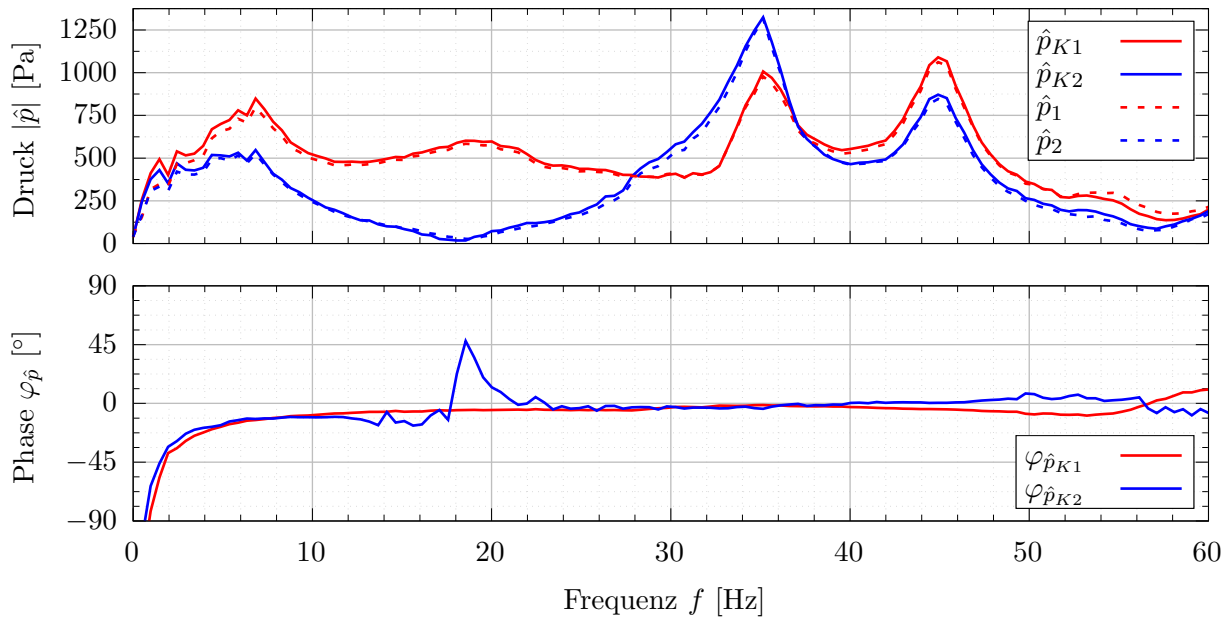


Abb. 7.27: Amplitudenverlauf und Phasenabweichung für den spektralen Vergleich der gemessenen Drücke im Zylinder mit den lokalen Drücken in der Rohrleitung (Gitterkombination  $B4$ ,  $l_{BF} = 53 \text{ mm}$ ,  $x_0 = -0,5 \text{ mm}$ ,  $\alpha_{BP} = 0,19$ )

kann die Eignung der realisierten Kolben- bzw. Zylinderausführung als elementares Bauteil für die konzeptgemäße Ausnutzung adaptiver Kräfte aus der lokalen Strömungssituation überprüft werden. Hierzu werden die mit Hilfe der Auswertemethodik (vgl. Abs. 7.4.1) ermittelten lokalen Druckschwankungen  $\hat{p}_1$  und  $\hat{p}_2$  unmittelbar vor und hinter der PDE mit den gemessenen Drücken im Zylinder  $\hat{p}_{K1}$  und  $\hat{p}_{K2}$  spektral verglichen, **Abb. 7.27**.

Da zwischen den beiden Drucksensoren der einzelnen Zylinderräume keine Betrags- und Phasenunterschiede feststellbar sind, werden diese auch für die spektralen Betrachtungen zu den Zylinderdrücken  $p_{K1}$  und  $p_{K2}$  für die jeweiligen Zylinderräume zusammengefasst. Es kann somit von einer homogenen Druckverteilung über den Kolben ausgegangen werden. Der Vergleich zwischen den gemessenen und über die ebene Wellentheorie bestimmten Druckschwankungen zeigt sowohl betragsmäßig als auch im Phasengang eine sehr gute Übereinstimmung. Lediglich im tieffrequenten Bereich - welcher bei konstanter Winkelbeschleunigung keine zuverlässigen Betriebsbedingungen geboten hat - unterhalb von 6 Hz konnten keine plausiblen Phasengänge zwischen den theoretischen und den gemessenen Werten bestimmt werden. Dieses ist unter anderem auf die nicht kontinuierlich verlaufende Frequenzrampe im tieffrequenten Bereich zurückzuführen (vgl. Abb. 7.13). Die Abweichungen im Phasengang für die rückseitigen Kolbendrücke  $p_{K2}$  bei ca. 18 Hz sind dem lokalen Knotenpunkt der Druckschwankungen bei dieser Frequenz geschuldet. Die gute Übereinstimmung der Druckschwankungen in der Rohrleitung mit den Druckschwankungen in den Zylinderräumen bestätigt das umgesetzte Konzept zur Ausnutzung der lokalen Drücke vor und hinter der PDE. Für die weitere Analyse des Betriebsverhaltens muss somit kein zusätzliches Übertragungsverhalten zwischen Messstrecke und den Zylinderräumen berücksichtigt werden -  $\hat{H}_{p_1-p_{K1}} = 1$  bzw.  $\hat{H}_{p_2-p_{K2}} = 1$ .

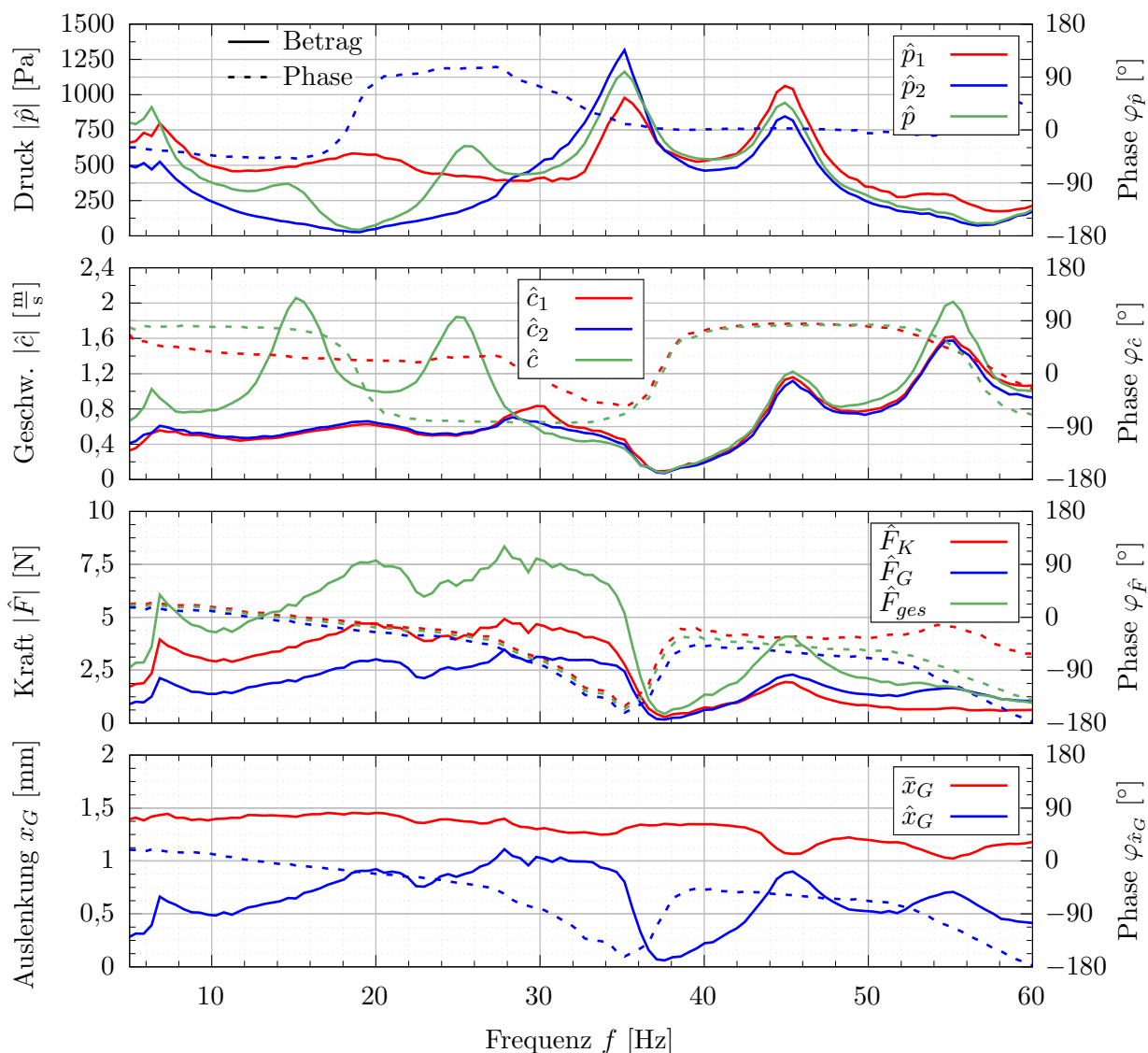


Abb. 7.28: Amplitudenspektren der lokalen Schalldrücke und -schnellen vor und hinter der adaptiven und passiven PDE, der adaptiven dynamischen Kräfte sowie der Gitterbewegung im Vergleich zur Originalsituation ohne PDE (Gitterkombination  $B4$ ,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = -0,5$  mm,  $\alpha_{BP} = 0,19$ )

Zur nun folgenden Analyse der Übertragungsverhalten  $\hat{H}_{F_1-F_G}$ ,  $\hat{H}_{F_1-F_K}$ ,  $\hat{H}_{F_1-F_{ges}}$  und  $\hat{H}_G$  werden die relevanten, mit der adaptiven und passiven PDE direkt interagierenden Größen näher betrachtet. In **Abb. 7.28** ist der spektrale Verlauf der akustischen Größen  $\hat{p}$  und  $\hat{c}$  als Vergleich zwischen den Messreihen mit leerer Messstrecke (ohne Indizes) und mit installierter adaptiver und passiver PDE (Indizes 1 und 2) dargestellt. Die Phasenverläufe beziehen sich hier jeweils auf die lokale Druckschwankung unmittelbar vor der PDE  $\hat{p}_1$  bzw. die lokale Druckschwankung der Originalsituation ohne PDE am späteren Einbauort der PDE  $\hat{p}$ .

Anhand der Verläufe für die Originalsituation können ursprüngliche lokale Druck- und Geschwindigkeitsknoten bei ca. 18,8 Hz (Druckknoten), 37,5 Hz (Geschwindigkeitsknoten) und 56,2 Hz

(Druckknoten) ausfindig gemacht werden. Dieses lässt sich sowohl an den betragsmäßigen Minima der Spektren als auch den Phasensprüngen zwischen Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen erkennen. Zudem werden in den Bereichen zwischen den jeweiligen Knotenpunkten unterschiedlich starke Schwankungsamplituden ersichtlich, deren lokale Maxima auf die Resonanzfrequenzen der Messstrecke zurückzuführen sind, vgl. Abb. 7.14.

Durch die Installation der adaptiven und passiven PDE zeigen sich Bereichsweise starke Abweichungen in den Frequenzspektren. Die Verläufe der Geschwindigkeitsschwankungen vor und hinter der PDE  $\hat{c}_1$  und  $\hat{c}_2$  liegen aufgrund der Kontinuitätsbeziehung übereinander und bestätigen somit nochmals die verwendete Auswertemethodik. Zudem wird hier die Annäherung der lokalen Geschwindigkeitsschwankungen an einen Geschwindigkeitsknoten, welcher gemäß der vollständigen Pulsationsdämpfung gefordert wird (vgl. Abs 4.3), in dem Frequenzbereich von 5 bis 27 Hz ersichtlich. Eine vollständige Eliminierung der lokalen Geschwindigkeitsschwankungen konnte jedoch nicht realisiert werden. In diesem Frequenzbereich zeigt sich auch, dass die lokalen Druckschwankungen  $\hat{p}_2$  hinter der PDE nahezu eliminiert werden. Das dennoch vorhandene Pulsationsniveau (vgl. Abb 7.25) resultiert aus der Reflektion am Kugelhahn und der konstruktiven Überlagerung von hin- und rücklaufendem Wellenteil. Der ursprüngliche Phasenversatz zwischen Druck- und Geschwindigkeitsschwankung vor der PDE  $\hat{p}_1$  und  $\hat{c}_1$  wird deutlich reduziert. Die Verläufe in dem Frequenzbereich ab 28 Hz werden erheblich weniger beeinflusst. In dem Bereich mit erhöhtem Pulsationsniveau zwischen 28 und 36 Hz liegen die rückseitigen Pulsationen  $\hat{p}_2$  sogar oberhalb der eintrittseitigen Pulsationen  $\hat{p}_1$ . Dieses Verhalten resultiert aus der gegenphasigen Gitterbewegung  $\hat{x}_G$ . Die Druckamplituden im Bereich des Geschwindigkeitsknotens bei 37,5 Hz sind wiederum ohne und mit PDE identisch und auch mit weiter zunehmender Frequenz ist der Einfluss durch die adaptive und passive PDE als gering zu bezeichnen.

Um den Einfluss der lokalen Strömungsgrößen auf die Kraftverläufe und die Gitterbewegung zu betrachten, werden die Kraft- und Bewegungsverläufe aus Abb. 7.25 hier nochmals mit aufgeführt. Die lokalen Drücke vor und hinter der PDE ermöglichen eine direkte Bestimmung der Kolbenkraft. Dadurch lässt sich bspw. die der eintreffenden Druckschwankung  $\hat{p}_1$  vorausseilende Kolbenkraft  $\hat{F}_K$  unterhalb von ca. 14 Hz erklären. Die Kolbenkraft resultiert aus der vektoriellen Überlagerung der nacheilenden rückseitigen Druckschwankungen  $\hat{p}_2$  mit den vorderseitigen Druckschwankungen  $\hat{p}_1$ . Aufgrund der entgegengesetzten Krafrichtungen auf der Kolbenfläche müssen diese voneinander subtrahiert werden, welches letztlich zu dem dargestellten Betrags- und Phasenverlauf führt. Die Gitterkräfte hingegen werden von mehreren Einflussparametern bestimmt. Auffallend ist ein qualitativ ähnlicher Verlauf für die dynamischen Gitterkräfte und die dynamische Gitterbewegung. Die grundsätzlichen Verläufe der Kräfte wurden bereits anhand von Abb. 7.25 diskutiert.

Aus den dynamischen Kräften resultieren Bewegungsamplituden des Gitters von  $|\hat{x}_G| > 1$  mm. Grundsätzlich zeigt die Bewegung des Gitters, dass der zur Verfügung stehende Arbeitsbereich von

0 bis 2,4 mm bei einer mittleren Auslenkung von ca. 1,35 mm gut ausgenutzt wird. Weitere Erkenntnisse wurden bereits anhand von Abb. 7.25 diskutiert.

Im Sinne der Funktionsanalyse werden die berechneten Kräfte nun in Relation zu den als Regelgröße fungierenden, vorderseitigen Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  betrachtet. Um an dieser Stelle einen besseren Bezug zu den bei der Auslegung berücksichtigten Kolbenkräften (Gl. 5.14) zu erhalten, werden die Kräfte auf die aus den vorderseitigen Druckschwankungen resultierende Kolbenkraft ( $\tilde{F}_1 = \tilde{p}_1 \cdot A_K$ ) bezogen. Für die Bestimmung der Kolbenkräfte  $\tilde{F}_1$  und  $\tilde{F}_K$  wird hierbei auf die als Zeitsignal vorliegenden Druckschwankungen  $\tilde{p}_{K1}$  bzw.  $\tilde{p}_{K2}$  im Zylinderraum zurückgegriffen, welche mit den Druckschwankungen  $\tilde{p}_1$  bzw.  $\tilde{p}_2$  übereinstimmen.

Zur Berechnung der Gitterkraft  $F_G$  kann nicht direkt auf die lokal gemessene Strömungsgeschwindigkeit  $c_{S3}$  zurückgegriffen werden, da diese aufgrund des Strömungsprofils von der querschnittsgemittelten Strömungsgeschwindigkeit  $c_1$  in der Rohrleitung abweicht. Um die lokalen Geschwindigkeitsschwankungen dennoch zu berücksichtigen, wird die Strömungsgeschwindigkeit  $c_1$  zur Bestimmung der Gitterkraft durch Überlagerung der stationären querschnittsgemittelten Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{c}_1$  mit den Geschwindigkeitsschwankungen  $\tilde{c}_{S3}$  berechnet. In Kombination mit der Gitterauslenkung  $x_G$ , der mittleren Dichte  $\rho$  und den geometrischen und strömungsmechanischen Gittereigenschaften kann ein zeitlicher Verlauf der Gitterkraft berechnet werden. Nachdem für die drei relevanten Kräfte ( $\tilde{F}_1$ ,  $\tilde{F}_K$  und  $\tilde{F}_G$ ) die Zeitverläufe auf Basis der Messdaten vorliegen, wird nun ebenfalls die bereits bei der Strukturdynamik verwendete Auswertemethodik (Abs. 7.1.1) angewendet.

In **Abb. 7.29** sind die resultierenden Übertragungsverhalten in Betrag  $|\hat{H}|$  und Phase  $\varphi_{\hat{H}}$  sowie die berechnete Kohärenz  $Y$  für die auf die Kolbenkraft  $\tilde{F}_1$  bezogenen adaptiven Kräfte dargestellt. Es zeigt sich, dass die eintreffenden Druckschwankungen keinen gleichbleibenden Einfluss auf die für das adaptive Funktionsprinzip notwendigen Kräfte haben. Bis zu dem lokalen Geschwindigkeitsknoten am Ort der PDE bei 37,5 Hz nehmen die sich aus der vorderseitigen Druckschwankung ergebenden Druckkräfte kontinuierlich zu. Im Frequenzbereich des lokalen Geschwindigkeitsknotens gehen die Übertragungsfunktionen für die dynamischen Kräfte  $\hat{H}_K$  und  $\hat{H}_G$  gegen Null. Anschließend steigen die Übertragungsfunktionen erneut kontinuierlich an. Das Maximum des Verstärkungsfaktors von ca. 2,75 bei ca. 28 Hz wird jedoch nicht wieder erreicht.

Die Phasengänge der Übertragungsfunktionen sind bis zum lokalen Geschwindigkeitsknoten am Ort der PDE identisch. Im höheren Frequenzbereich ab ca. 37 Hz kommt es zu leichten Phasenversätzen. Die Kohärenzverläufe bestätigen die Abhängigkeit der Kräfte von der vorderseitigen Druckschwankung im unteren Frequenzbereich bis ca. 36 Hz. Im Frequenzbereich des Geschwindigkeitsknotens am Ort der PDE bricht die Kohärenz stark ein. Im anschließenden Frequenzbereich zeigen die Werte der Kohärenzen wiederum eine akzeptable Abhängigkeit der adaptiven Kräfte  $\tilde{F}_K$  und  $\tilde{F}_G$  von der als Regelgröße fungierenden Kraft  $\tilde{F}_1$ .

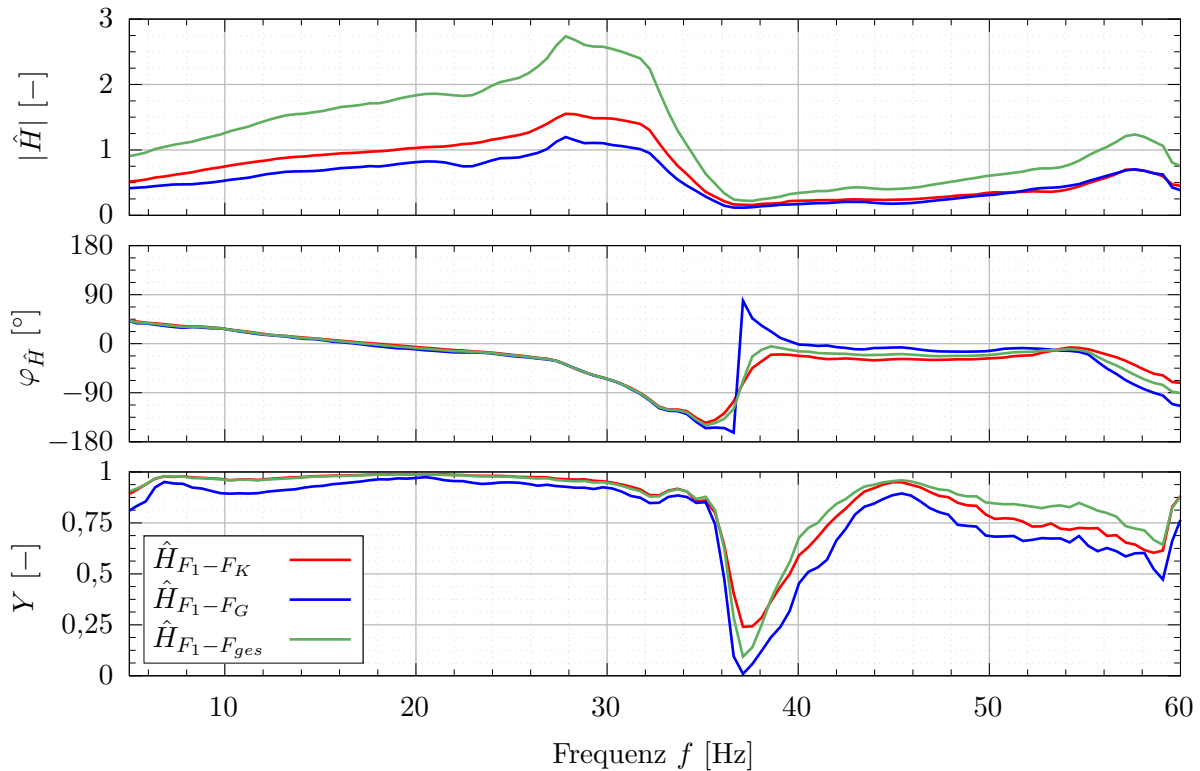


Abb. 7.29: Übertragungsverhalten der funktionsprinzipgemäßen Druckkräfte auf die adaptiven Kräfte sowie dazugehörige Kohärenz (Gitterkombination  $B4$ ,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = -0,5$  mm,  $\alpha_{BP} = 0,19$ )

Der Übertragungsfaktor  $|\hat{H}_{F_1-F_{ges}}|$  stellt einen maßgeblichen Einflussparameter auf das adaptive Funktionsprinzip dar und kann nicht universell für beliebige Frequenzen eingestellt werden. Da die kompromissbehaftete Auslegung des Prototypen einen konzeptbezogenen adaptiven akustischen Verlustbeiwert im Bereich von ca.  $\hat{\zeta}_{a-a,ges} \approx 0,5$  ergeben hat (vgl. Abb. 7.19), sind die erhöhten adaptiven Kräfte in Teilbereichen durchaus vorteilhaft.

Während das betragsmäßige Übertragungsverhalten  $|\hat{H}_G|$  bspw. über die Biegefedereinstellung grundsätzlich angepasst werden kann, sind die Phasenbeziehungen der berechneten Kräfte in Bezug auf die Druckschwankung  $\tilde{p}_1$  als Regelgröße nicht gezielt anpassbar. Der Frequenzbereich unterhalb von 27 Hz besitzt einen kontinuierlich abfallenden Phasengang, bei dem die Kolben- und Gitterkräfte relativ phasentreu zu den eintreffenden Druckschwankungen verlaufen. Anschließend folgt eine starke Phasenverschiebung bis zu einem steilen Rücksprung im Bereich des Geschwindigkeitsknotens am Ort der PDE bei 38 Hz. Oberhalb des Knotenpunktes verlaufen alle drei Phasengänge erneut relativ phasentreu zu den vorderseitigen Druckschwankungen. Die Ergebnisse oberhalb von 36 Hz sind jedoch unter Vorbehalt zu verstehen, da die Kohärenz keine eindeutige Abhängigkeit liefert, was zudem darauf hindeutet, dass die vorderseitige Druckschwankung in diesem Frequenzbereich keinen wesentlichen Einfluss besitzt.

Nach der Kraftübertragung wird nun die aus den adaptiven Kräften resultierende Gitterbewegung näher betrachtet, **Abb. 7.30**. Dazu wird das Übertragungsverhalten mit den Ergebnissen aus der



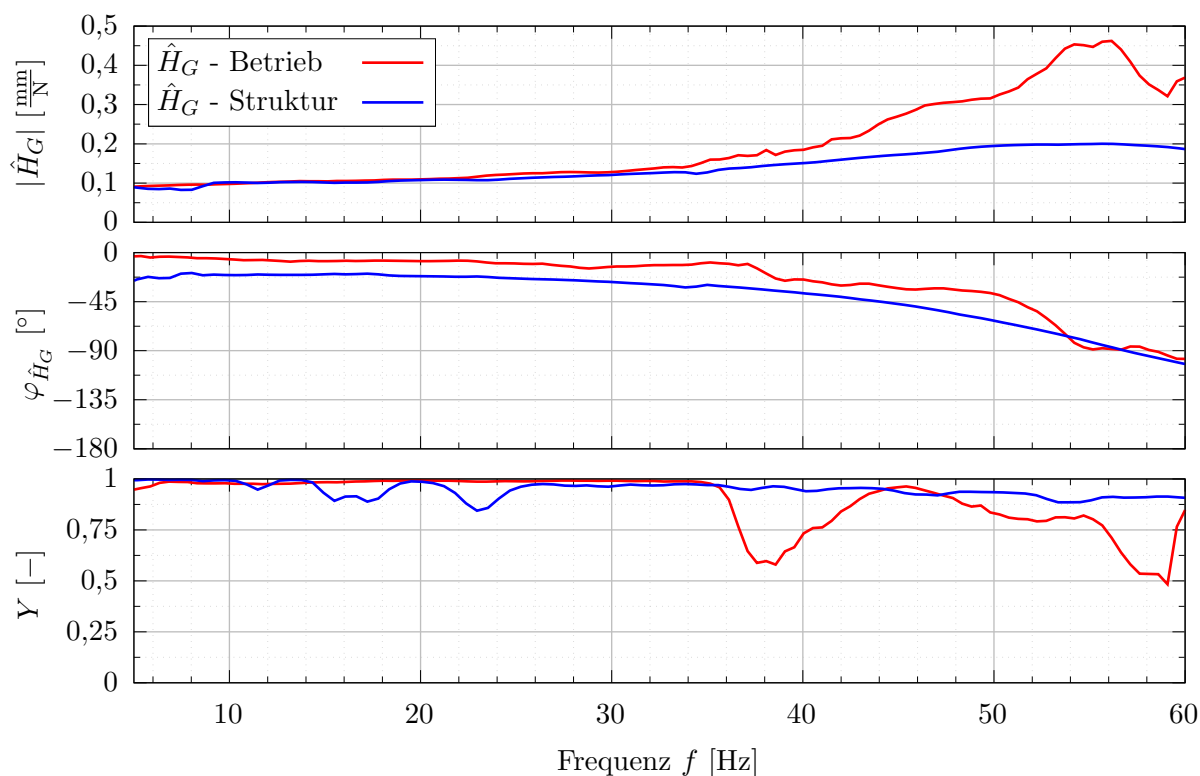


Abb. 7.30: Vergleich der Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  im Betrieb und während der Strukturuntersuchungen (Kraft  $F_4$ , Abb. 7.2) sowie dazugehörige Kohärenz (Gitterkombination B4,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = -0,5$  mm,  $\alpha_{BP} = 0,19$ )

Strukturmechanik (vgl. Abb. 7.2) verglichen. Das bei den Strukturuntersuchungen messtechnisch bestimmte Übertragungsverhalten wird zur Berücksichtigung der Massenkorrektur für die Ankopplung des Schwingerregers um den Faktor für die Eigenfrequenzabweichung (siehe Gl. 7.3) über die Frequenz gestreckt.

Im unterkritischen Bereich stimmen die Beträge des Übertragungsverhaltens gut überein. In Richtung Resonanz werden die Werte für das im Betrieb gemessene Übertragungsverhalten hingegen stetig größer. Aufgrund des nichtlinearen Reibungseinflusses ist dieser Verlauf jedoch plausibel, da im Betrieb größere Wegamplituden als bei der Strukturuntersuchung vorliegen. Der Phasengang nimmt ebenfalls einen qualitativ ähnlichen Verlauf. Aufgrund der größeren Amplituden ist die Phasentreue im unterkritischen Bereich hier erwartungsgemäß besser, welches dem adaptiven Funktionsprinzip entgegen kommt. Im Bereich der Eigenfrequenz der beweglichen Struktur wird der Phasenversatz hingegen so groß, dass sich dieser zunehmend negativ auf das Funktionsprinzip auswirkt. Der Vergleich liefert plausible Ergebnisse mit guten Übereinstimmungen des über die berechnete adaptive Gesamtkraft  $F_{ges}$  ermittelten Übertragungsverhaltens  $\hat{H}_G$  mit den Ergebnissen der Strukturmechanik.

Für die Überführung der Gitterbewegung in einen Verlustbeiwert wird von einem proportionalen und phasentreuen Zusammenhang ausgegangen. Aufgrund der eher niederfrequenten Untersuchungen bei niedrigen charakteristischen Strouhal-Zahlen kann diese Annahme als gerechtfertigt angesehen wer-

den. Daher wird für die Übertragung der dynamischen Gitterbewegung  $\tilde{x}_G$  zu einem dynamischen Verlustbeiwert  $\tilde{\zeta}_1$  auf die stationären Untersuchungsergebnisse (Tab. 7.1) in Form des Verlustbeiwertgradienten  $\zeta_x$  zurückgegriffen.

## 7.5 Zwischenergebnis

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurden wesentliche Erkenntnisse über die Eigenschaften des untersuchten Prototypen der adaptiven und passiven PDE gewonnen. Es wurden unterschiedliche Versuchskonfigurationen (siehe Kap. 6) für Voruntersuchungen zur getrennten Bestimmung strukturdynamischer und strömungsmechanischer Eigenschaften sowie adaptiver Zusammenhänge der PDE genutzt. Abschließend wurden bei der Untersuchung des akustischen Dämpfungsverhaltens die vorteilhaften Betriebseigenschaften gegenüber statischen Drosselementen herausgearbeitet und betriebsrelevante Wirkzusammenhänge analysiert.

Durch die strukturdynamischen Untersuchungen konnte das für die Funktion der adaptiven und passiven PDE relevante Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  in Abhängigkeit von der Biegefedereinstellung ermittelt werden. Zudem konnten unvorteilhafte Reibungseffekte durch die Untersuchungen festgestellt werden. Diese liegen zwar in einer unkritischen Größenordnung, führen bei der Umsetzung des adaptiven Funktionsprinzips jedoch zu Abweichungen.

Anhand der stationären strömungsmechanischen Messreihen konnten die auslenkungsabhängigen Verlustbeiwerte  $\zeta_1 = f(x_G)$  bestimmt werden. Dabei haben sich die Gitterkombinationen *A4* und *B4* als am besten geeignete Strömungsgitter herausgestellt. Beide Gitterkombinationen besitzen einen linearen Verlustbeiwertverlauf, welcher über den konstanten Verlustbeiwertgradienten  $\zeta_x$  beschrieben wird und eine elementare Eigenschaft für die prinzipgemäße Auslegung der PDE darstellt.

Die selben Messreihen konnten auch zur näheren Bestimmung der an der beweglichen Gitterkontur angreifenden Gitterkräfte  $F_G$  genutzt werden. Dadurch hat sich Gitterkombination *B4* als am günstigsten für die bevorstehenden akustischen Untersuchungen herausgestellt. Außerdem wurde die Eignung eines rückseitig geschlossenen Zylinderraums 2 für die Ausnutzung dynamischer adaptiver Kolbenkräfte überprüft. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass der bestehende Prototyp in der aktuellen Konfiguration nur mit geöffneter Kolbenrückseite betrieben werden kann.

Nachdem das Verhalten der PDE für die Einzeldisziplinen (Strukturdynamik - Strömungsmechanik - adaptive Kräfte) näher charakterisiert werden konnte, wurden akustische Untersuchungen hinsichtlich der Pulsationsdämpfung durch die adaptive und passive PDE durchgeführt. In einem ersten Schritt musste hierzu eine geeignete Konfiguration der PDE mit einem geeigneten Betriebspunkt des GMVS gefunden werden. Dazu wurde auf die vorab definierten Auslegungskriterien (Abs. 5.2.4) zurückgegriffen. Anhand der Untersuchungsergebnisse stellte sich jedoch heraus, dass der gemäß dem adaptiven und passiven Funktionsprinzip geforderte adaptive akustische Verlustbeiwert

von  $\hat{\zeta}_{a-a,ges} = 1$  mit dem bestehenden Prototypen nicht realisierbar war. Dennoch besitzt die anhand der Auslegungskriterien gewählte Konfiguration der PDE eine adaptive Dynamik, welche eine verbesserte Pulsationsdämpfung vermuten lässt.

Die anschließend durchgeführten akustischen Untersuchungen haben dies bestätigt und für unterschiedliche Randbedingungen zu einem deutlich verbesserten Dämpfungsverhalten gegenüber statischen Drosselementen geführt. Trotz geringerer bleibender Druckverluste über der adaptiven und passiven PDE wurde eine verbesserte Pulsationsdämpfung erzielt. Neben der Funktionsbestätigung konnten anhand der Messergebnisse auch Rückschlüsse über die Wirkmechanismen und die Eignung der PDE-Ausführung und einzelner Konstruktionsaspekte gezogen werden:

- Die sich einstellende mittlere Betriebsposition des Gitters  $\bar{x}_G$  liegt leicht oberhalb der berechneten Auslegungsposition. Diese Abweichung ist auf eine gegenüber der getroffenen Annahme (Gl. 5.19) leicht erhöhte statische Druckdifferenz über dem Kolben zurückzuführen ( $\Delta\bar{p}_K \geq \Delta\bar{p}_V$ ).
- Der lineare Verlustbeiwertverlauf ( $\zeta_x = konst.$ ) der untersuchten Gitterkombination stellt eine sehr gute Ausgangsbasis für das adaptive Funktionsprinzip dar.
- Die Ausführung des Kolbens bzw. Zylinders ist gut geeignet, um die lokalen Druckschwankungen in der Rohrleitung in eine adaptive Kolbenkraft zu überführen ( $\hat{H}_{p_1-p_{K1}}$ ).
- Die an der beweglichen Struktur angreifenden Kräfte  $F_K$  und  $F_G$  werden korrekt abgebildet. Das anhand der strukturdynamischen Untersuchungen ermittelte Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  lässt sich im relevanten Betriebsfrequenzbereich gut reproduzieren.
- Die auf die vorderseitigen Druckschwankungen bezogenen adaptiven Kräfte besitzen eine starke Frequenzabhängigkeit mit teilweise unzureichenden Phasenbeziehungen. Verantwortlich dafür sind die von der vollständigen Pulsationsdämpfung abweichenden Schwankungsgrößen ( $p_2 \neq konst.$  und  $c_1 \neq konst.$ ). Der zusätzliche Einfluss auf den adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$  kann anhand des Übertragungsverhaltens  $\hat{H}_{F_1-F_{ges}}$  beschrieben werden.

Auf Basis dieser gesammelten Erkenntnisse werden weiterführende numerische Untersuchungen durchgeführt. Diese sollen ein zunehmendes Verständnis der relevanten Wirkzusammenhänge ermöglichen und abschließend in die Erarbeitung von Optimierungsansätzen mit einfließen.



# 8 Numerische Untersuchungen

Die Simulation von Strömungsvorgängen hat in den vergangenen Jahrzehnten kontinuierlich an Bedeutung gewonnen. Steigende Prozessorleistungen ermöglichen die Modellierung realer Problemstellungen mit zunehmender Komplexität bei akzeptablen Berechnungszeiten. Dadurch bedingt ist die numerische Strömungsmechanik inzwischen ein elementarer Bestandteil bei Forschungs- und Entwicklungsvorhaben, welche es ermöglicht, Aussagen über das Strömungsverhalten ohne aufwendige messtechnische Untersuchungen zu gewinnen.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wird ebenfalls auf numerische Untersuchungen zurückgegriffen. Bevor hier das strömungsmechanische Verhalten näher untersucht wird, werden die experimentellen strukturdynamischen Ergebnisse über ein geeignetes Ersatzmodell reproduziert. Danach wird das verwendete Charakteristikenverfahren zur Simulation des instationären Strömungsverhaltens vorgestellt. Dieses wird zunächst genutzt, um die Gültigkeit des analytischen Ansatzes zur idealen Pulsationsdämpfung numerisch zu verifizieren. Anschließend wird ein eindimensionales Modell zur Abbildung der Untersuchungs-Messstrecke des GMVS erstellt. Dieses wird anhand der Ergebnisse für die statischen Drosselelemente validiert um daraufhin das messtechnisch ermittelte Betriebsverhalten der adaptiven und passiven PDE zu reproduzieren. Abschließend wird das Dämpfungsverhalten für unterschiedliche Randbedingungen auf Basis der Eigenschaften des realisierten Prototypen untersucht. Dadurch können allgemeingültige Aussagen für die Anwendung einer adaptiven und passiven PDE abgeleitet werden.

## 8.1 Strukturdynamik

Um das bereits messtechnisch ermittelte Betriebsverhalten der adaptiven und passiven PDE simulieren zu können, muss ein geeignetes Ersatzmodell für die bewegliche Gitterkontur aufgestellt und mit Hilfe eines numerischen Schemas gelöst werden. Zur Validierung des Ersatzmodells wird auf die strukturdynamischen Untersuchungen zurückgegriffen.

### 8.1.1 Modellierung

Als Ausgangsbasis zur Modellierung des dynamischen Verhaltens der beweglichen Struktur dient der lineare Ein-Massen-Schwinger. Die messtechnischen Untersuchungen haben gezeigt, dass nicht lineare Einflüsse das dynamische Verhalten zusätzlich beeinflussen. Anhand der bereits in Abb. 7.3 gezeigten Hysteresekurven konnten Reibungseinflüsse identifiziert werden. Die Hysteresekurven

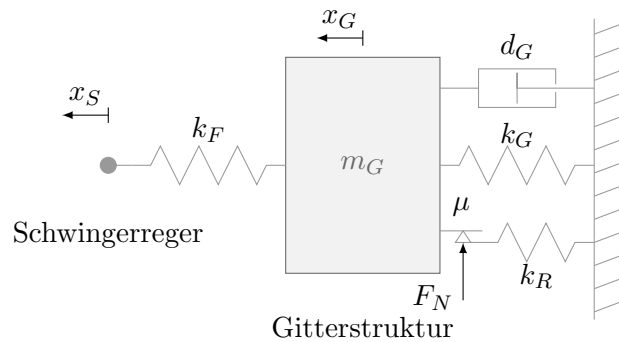


Abb. 8.1: Ersatzmodell der beweglichen Gitterstruktur mit Wegerregung über den Schwingerreger

zeigen, dass zum Zeitpunkt des scheinbaren Haftens noch eine leichte Bewegung des Gitters vorliegt. Daher wird in dem gewählten Modell ein Reibelement mit einer Feder in Reihe geschaltet. Der Kraftverlauf dieser Kombinationen zeichnet sich durch eine zur Federkonstante proportionale Kraftübertragung für den Haftbereich und eine konstante Reibkraft während des Gleitvorgangs aus, vgl. [Len97].

Bei den strukturdynamischen Untersuchungen in Abs. 7.1 wurde bereits auf den Einfluss der Masse des Schwingererregers auf das Schwingverhalten des Versuchsaufbaus eingegangen. Um diesen Einfluss für die Reproduktion der Messergebnisse zu berücksichtigen, wird hier die Anregung über eine Wegerregung durch den Schwingerreger modelliert. Die Bewegung des Schwingerregers  $x_S$  wird über eine der Kraftmessdose und dem Biegestab nachempfundene Steifigkeit  $k_F$  an die bewegliche Gitterstruktur gekoppelt.

Das resultierende Ersatzmodell für das bewegliche Gitter ist **Abb. 8.1** zu entnehmen. Die dazugehörige Differentialgleichung (DGL) sieht wie folgt aus:

$$m_G \cdot \ddot{x}_G + d_G \cdot \dot{x}_G + k_G \cdot x_G + F_R = k_F \cdot (x_S - x_G) \quad (8.1)$$

Die über das kombinierte Reibelement übertragene Kraft  $F_R$  kann anhand einer Näherungsfunktion nach [Kol91] über die nachfolgende DGL modelliert werden:

$$\dot{F}_R = k_R \cdot \dot{x}_G \left( 1 - \frac{1}{2} \left| \frac{F_R}{\mu \cdot F_N} \right|^n \cdot (1 + \operatorname{sgn}(\dot{x}_G \cdot F_R)) \right) \quad (8.2)$$

Das aus der Bewegungsgleichung sowie dem differentiellen Ausdruck für die Reibkraft bestehende DGL-System gilt es nachfolgend zu lösen. Hierfür wird zunächst das Verfahren zur Reduktion der Ordnung angewandt [Bur13]. Dabei wird die zeitliche Ableitung der Auslenkung  $\dot{x}_G$  durch eine gleichbedeutende Geschwindigkeit  $v_G$  substituiert. Dadurch lässt sich das bestehende DGL-System in ein System 1. Ordnung überführen:

$$\dot{x}_G = v_G \quad (8.3)$$

$$\dot{v}_G = -\frac{d_G}{m_G} \cdot v_G + \frac{k_F}{m_G} \cdot x_S - \frac{k_F + k_G}{m_G} \cdot x_G - \frac{F_R}{m_G} \quad (8.4)$$

$$\dot{F}_R = k_R \cdot v_G \left( 1 - \frac{1}{2} \left| \frac{F_R}{\mu \cdot F_N} \right|^n \cdot (1 + \operatorname{sgn}(v_G \cdot F_R)) \right) \quad (8.5)$$

Die gemessenen Hysterese zeigen eine von der maximalen dynamischen Auslenkung  $\tilde{x}_{G,max}$  abhängige Breite - Abstand zwischen den Gleitbereichen - auf. Um diese entsprechend zu berücksichtigen, wird für die Normalkraft eine lineare Abhängigkeit von der maximalen dynamischen Auslenkung angenommen:

$$F_N = F_{N,0} + |\tilde{x}_{G,max}| \cdot F_{N,x} \quad (8.6)$$

Das entstandene DGL-System 1. Ordnung wird abschließend mit dem klassischen Runge-Kutta-Verfahren (4. Ordnung) [Bär16] gelöst.

### 8.1.2 Vergleich mit Messergebnissen

Das vorgestellte Ersatzmodell der beweglichen Struktur wird nun zur Reproduktion der Messergebnisse der strukturdynamischen Untersuchungen genutzt. Für die Vorgabe der Wegerregung durch den Schwingerreger  $x_S$  wird auf die gemessene Gitterbewegung  $x_G$  zurückgegriffen. Aufgrund der steifen Kopplung zwischen Schwingerreger und Gitter ist diese nahezu identisch mit der Bewegung des Schwingerregers während der Messreihen. Der während der Messreihen aufgezeichnete Kraftverlauf  $F_S$  wird bei dem verwendeten Ersatzmodell über die Stauchung bzw. Dehnung der Feder mit der Steifigkeit  $k_F$  abgebildet:

$$F_S = k_F \cdot (x_S - x_G) \quad (8.7)$$

Exemplarisch werden nachfolgend die Messergebnisse der Strukturuntersuchungen für die bei den akustischen Untersuchungen verwendete Gitterkombination *B4* mit einer freien Biegefederlänge von  $l_{BF} = 53$  mm reproduziert.

Parameter	Wert
$d_G$	2,05 Ns/m
$k_F$	8250 kN/m
$k_G$	10 kN/m
$k_R$	200 kN/m
$m_G$	0,084 kg + 0,032 kg
$\mu$	0,5
$F_{N,0}$	1 N
$F_{N,x}$	2000 N/m
$n$	4

Tab. 8.1: Verwendete Parameter für Strukturmodell *A*

Die gewählten Modellparameter (Strukturmodell *A*) sind in **Tab. 8.1** aufgelistet. Die träge Masse des Gitters  $m_G$  inklusive der mitschwingenden Masse durch die Ankopplung an den Schwingerreger ( $m_Z = 0,032$  kg; vgl. Gl. 7.3) ist bekannt. Die Steifigkeit  $k_G$  entspricht dem Kehrwert der statischen Nachgiebigkeit. Die Steifigkeit  $k_F$  zwischen dem Schwingerreger und dem Gitter kann näherungsweise über die Steifigkeit des 2 mm dünnen Druckstabes zwischen Kraftsensor und Gitter ermittelt werden:

$$k_F = \frac{E \cdot A_{St}}{l_{St}} \quad (8.8)$$

Diese kann über den von dem Elastizitätsmodul  $E$ , dem Stabquerschnitt  $A_{St}$  sowie der Stablänge  $l_{St}$  abhängigen Ansatz für einen Zug- / Druckstab abgeleitet werden [Mes09].

Der Reibbeiwert  $\mu$  sowie die dazugehörigen Normalkräfte  $F_N$  in Form der Konstanten  $F_{N,0}$  und  $F_{N,x}$  werden anhand der Breite der Hysteresekurven abgeleitet. Die Steifigkeit  $k_R$  für das in Reihe geschaltete Reibelement kann über die Steigung im Haftbereich ebenfalls aus den Experimenten ermittelt

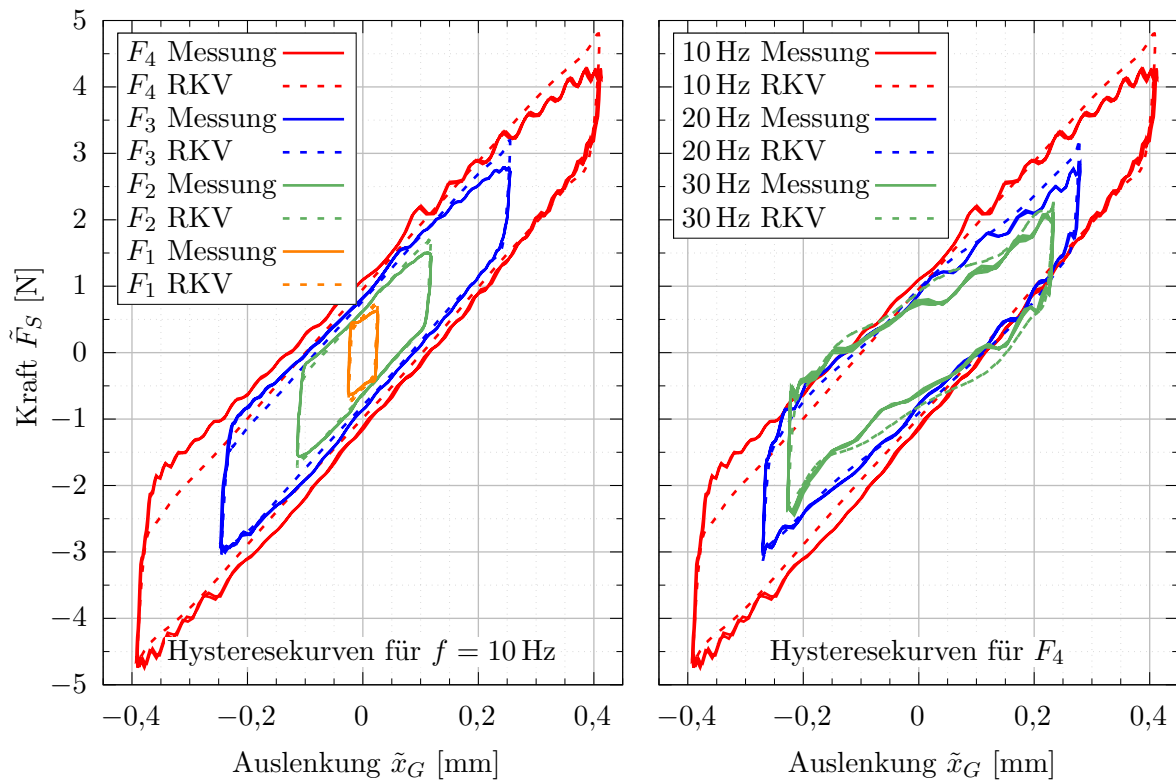


Abb. 8.2: Exemplarischer Vergleich der gemessenen Hysteresekurven bei  $f = 10$  Hz für unterschiedliche Anregungsintensitäten und für unterschiedliche Frequenzen (vgl. Abb. 7.3) mit den über das verwendete Runge-Kutta-Verfahren (RKV) bestimmten Hysteresekurven

werden. Die Dämpfungskonstante  $d_G$  ist so gewählt worden, dass sich ein Dämpfungsgrad (Definition siehe [Dre11]) von  $D_{L,G} = 3\%$  ergibt, welcher einem schwach gedämpften System entspricht und das numerische Verhalten stabilisiert. Der für die Reibkraft relevante Exponent  $n$  wird zu 4 gewählt. Höherwertige Exponenten führen zu einer genaueren Abbildung des unstetigen Übergangs von Gleit- und Haftbereich. Da Unstetigkeiten jedoch ggf. zu numerischen Problemen führen, stellt der gewählte Exponent einen geeigneten Kompromiss dar, vgl. [Len97].

Die numerische Zeitschrittweite für das Verfahren wurde zu  $\Delta t = 0,1$  ms gewählt. Da die Messgrößen lediglich mit einer Abtastung von 2 kHz abgetastet wurden, werden diese vorab linear interpoliert.

Die erzielten Ergebnisse sind in **Abb. 8.2** in Form von Hysteresekurven für unterschiedliche Anregungsintensitäten und Frequenzen im Vergleich zu den Hysteresekurven aus Abb. 7.3 dargestellt. Es zeigt sich eine sowohl für unterschiedliche Erregeramplituden als auch für unterschiedliche Erregerfrequenzen gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Durch ein erweitertes Funktional für die Normalkraft  $F_N$  könnten die verbliebenen geringen Abweichungen durch die leicht unterschiedlichen Haftbereiche (insbesondere bei  $F_4$  mit  $f = 10$  Hz) weiter reduziert werden. Auch ohne diese Anpassung hat sich das verwendete Modell durch eine hohe Abbildungsgüte für die untersuchten Gitterkombinationen und Blattfederlängen bewährt. Das Modell ist somit für die spätere Simulation des Betriebsverhaltens der adaptiven und passiven PDE gut geeignet.



## 8.2 Strömungsmechanische Erhaltungsgleichungen

Zur Simulation des strömungsmechanischen und akustischen Verhaltens beim Einsatz der adaptiven und passiven PDE werden strömungsmechanische Erhaltungsgleichungen benötigt. Für die hier im Fokus stehenden transienten Rohrströmungen mit bereichsweise konstanten Strömungsquerschnitten werden diese eindimensional und in differentieller Form betrachtet [Hir07]:

- Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \cdot c)}{\partial x} = 0 \quad (8.9)$$

- Impulserhaltung in spezifischer Form

$$\frac{dc}{dt} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + f_x = 0 \quad (8.10)$$

- Energieerhaltung in spezifischer Form (adiabates System ohne Zu- oder Abfuhr von Arbeit)

$$\frac{du}{dt} + \frac{p}{\rho} \cdot \frac{\partial c}{\partial x} + c \cdot f_x = 0 \quad (8.11)$$

Die Vernachlässigung von Querschnittsänderungen ist entlang einzelner Rohrabschnitte gerechtfertigt. Bei der späteren Betrachtung von Querschnittssprüngen und Rohrleitungsübergängen hingegen muss die lokale Flächenänderung entsprechend berücksichtigt werden.

Die Kontinuitätsgleichung (Gl. 8.9) beschreibt den Zusammenhang der lokalen Massenänderung zum konvektiven Massentransport. Bei der Impulserhaltung (Gl. 8.10) wird die totale Impulsänderung (lokal und konvektiv) mit den angreifenden Druckkräften sowie den aus den Schubspannungen resultierenden spezifischen Reibkräften ( $f_x$ ) bilanziert. Der Einfluss möglicher Gewichtskräfte, welche aus der Erdbeschleunigung resultieren, wird hier vernachlässigt. Die Energieerhaltung (Gl. 8.11) bilanziert die totale Änderung der inneren Energie  $u$  mit der Druckänderungsarbeit aufgrund konvektiver Beschleunigung und der dissipativen Entropieerzeugung aufgrund der Reibungsverluste. Betrachtet wird ein adiabates System ohne Zu- oder Abfuhr von Arbeit. Der Einfluss diffusiver Wärmeleitung nach dem Fourierschen Wärmeleitungsgesetz wird hier vernachlässigt, da diese für den vorliegenden Anwendungsfall eine untergeordnete Rolle spielt [Lau13].

Zur vollständigen Beschreibung strömungsmechanischer Vorgänge müssen neben den Erhaltungsgleichungen weitere fluidabhängige Zusammenhänge hinzugezogen werden - die thermischen und kalorischen Zustandsgleichungen. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf die Zustandsgleichungen eines idealen Gases zurückgegriffen [Tru08], da die messtechnischen Untersuchungen am Gasmengenversuchsstand mit Luft durchgeführt wurden und Luft auch im weiteren als Fluid für die numerischen Untersuchungen dient.

### 8.3 Eindimensionales 3-Charakteristikenverfahren

Um numerische Strömungssimulationen durchführen zu können, müssen die physikalischen Grundgleichungen in ein numerisches Schema überführt werden. Die als Ausgangsbasis dienenden Erhaltungsgleichungen (Gl. 8.9, 8.10, 8.11) können in ein lineares hyperbolisches Differentialgleichungssystem überführt werden. Dieses kann mit Hilfe des mathematischen Charakteristikenverfahrens in ein totales Differentialgleichungssystem überführt und anschließend anhand der Finite-Differenzen-Methode (FDM) explizit gelöst werden [Cou52], [Peu04].

Nachfolgend wird zunächst das verwendete Finite-Differenzen-Schema vorgestellt, welches entlang einzelner Rohrleitungsabschnitte gelöst wird. Im Anschluss werden die Vorgabe von Randbedingungen und der Aufbau von Übergangsbedingungen innerhalb des Strömungsbereichs beschrieben, die zur Kopplung einzelner Rohrleitungsabschnitte verwendet werden. Abschließend wird das Verfahren unter Berücksichtigung einer polytropen Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  (siehe Abs. 8.3.5) anhand unterschiedlicher Testfälle validiert.

#### 8.3.1 Totales Differentialgleichungssystem

Das lineare partielle Differentialgleichungssystem (bestehend aus Gl. 8.9, 8.10 und 8.11) kann durch Anwendung des Charakteristikenverfahrens in ein totales Differentialgleichungssystem überführt werden. Dazu muss das partielle Differentialgleichungssystem der homogenen Form

$$\vec{u}_t + \bar{\bar{A}} \cdot \vec{u}_x = \vec{0} \quad (8.12)$$

reelle Eigenwerte  $\lambda$  besitzen, welche auch als Charakteristiken bezeichnet werden [LeV02]. Die Indizes an dem Variablenvektor  $\vec{u}$  stellen hierbei die zeitliche (Index  $t$ ) und örtliche (Index  $x$ ) Ableitung der Variablen dar. Da sich das Gleichungssystem aus drei partiellen Differentialgleichungen zusammen setzt, können auch lediglich drei Variablen für die partiellen Ableitungen berücksichtigt werden. Daher werden die partiellen Abhängigkeiten der Dichte in Anlehnung an die Definition der Schallgeschwindigkeit  $a$  (Gl. 4.3) in partielle Ableitungen des Druckes überführt. Die Definition der Schallgeschwindigkeit  $a$  impliziert isentrope Zustandsänderungen (Entropieänderung  $\Delta s = 0$ ). Die hier zu betrachtenden Rohrleitungsströmungen sind jedoch verlustbehaftet (Entropiezunahme  $\Delta s \geq 0$ ). Daher wird zur Lösung des Gleichungssystems anstatt der Schallgeschwindigkeit nach Gl. 4.5 auf eine polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  zurückgegriffen, welche in Abs. 8.3.5 näher erläutert wird. Für das homogene DGL-System ergibt sich folgender Vektor  $\vec{u}$  der abhängigen Variablen - Druck  $p$ , Geschwindigkeit  $c$  und innere Energie  $u$  - und folgende Koeffizientenmatrix  $\bar{\bar{A}}$ :

$$\text{Variablenvektor: } \vec{u} = \begin{pmatrix} p \\ c \\ u \end{pmatrix} \quad \text{Koeffizientenmatrix: } \bar{\bar{A}} = \begin{pmatrix} c & \rho a_n^2 & 0 \\ \frac{1}{\rho} & c & 0 \\ 0 & \frac{p}{\rho} & c \end{pmatrix} \quad (8.13)$$

Die Bestimmung der Eigenwerte  $\lambda$  kann nun über die Ermittlung des charakteristischen Polynoms anhand der Determinante erfolgen:

$$\det(\bar{A} - \lambda \cdot \bar{I}) = 0 \quad (8.14)$$

Für das vorliegende Gleichungssystem ergeben sich drei Eigenwerte, zu denen sich jeweils ein Eigenvektor bestimmen lässt. Anschließend soll die Inhomogenität des DGL-Systems in Form der spezifischen Reibkraft  $f_x$  bei der Bestimmung der Normalform über eine entsprechende Matrizentransformation [LeV02] berücksichtigt werden. Die ermittelte Normalform des Differentialgleichungssystems lässt sich entlang der jeweiligen Charakteristiken in totale Differentiale überführen:

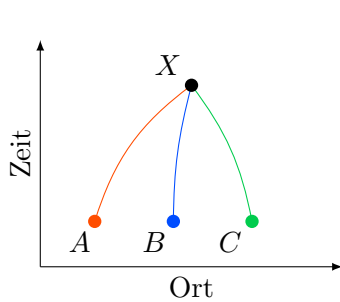


Abb. 8.3: Charakteristiken

Charakteristik A:

$$\frac{dp}{dt} + \rho a_n \frac{dc}{dt} + \rho a_n f_x = 0 \quad \text{für} \quad \lambda_A = \frac{dx}{dt} = c + a_n \quad (8.15)$$

Charakteristik B:

$$\frac{du}{dt} - \frac{p}{(\rho a_n)^2} \frac{dp}{dt} + c f_x = 0 \quad \text{für} \quad \lambda_B = \frac{dx}{dt} = c \quad (8.16)$$

Charakteristik C:

$$\frac{dp}{dt} - \rho a_n \frac{dc}{dt} - \rho a_n f_x = 0 \quad \text{für} \quad \lambda_C = \frac{dx}{dt} = c - a_n \quad (8.17)$$

Diese totalen Differentiale besitzen nur entlang deren charakteristischer Ausbreitungsrichtungen  $dx/dt$  ihre Gültigkeit. Die Steigung der Charakteristiken in der Ort-Zeit-Ebene ist nicht konstant, sondern hängt von den lokalen, zeitabhängigen Strömungs- und Ausbreitungsgeschwindigkeiten  $c$  und  $a_n$  ab, **Abb. 8.3.** Charakteristik B in Gl. 8.16 beschreibt den Transport der Energie des Mediums entlang der Strömung. Die weiteren Charakteristiken entsprechen der Ausbreitung einer hin- (Gl. 8.15) und rücklaufenden (Gl. 8.17) Schallwelle. Diese breiten sich jeweils relativ zum bewegten Medium mit der momentanen, lokalen polytropen Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  aus.

### 8.3.2 Linearisierung und Diskretisierung

Nach der Überführung des partiellen DGL-Systems in ein totales DGL-System wird dieses nachfolgend in ein numerisches Schema überführt. Die totalen Differentiale entlang der Charakteristiken stellen einen impliziten Ausdruck dar, da sowohl die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  als auch die Strömungsgeschwindigkeit  $c$  orts- und zeitabhängig sind. Durch Betrachtung hinreichend kleiner Orts- und Zeitintervalle lässt sich der Differentialquotient in guter Näherung als expliziter Differenzenquotient ausdrücken, dessen Steigung der jeweiligen Charakteristik entspricht:

$$\text{Charakteristik A:} \quad \frac{dx}{dt} = \frac{\Delta x_A}{\Delta t} = c + a_n \quad (8.18)$$

$$\text{Charakteristik B:} \quad \frac{dx}{dt} = \frac{\Delta x_B}{\Delta t} = c \quad (8.19)$$

$$\text{Charakteristik C:} \quad \frac{dx}{dt} = \frac{\Delta x_C}{\Delta t} = c - a_n \quad (8.20)$$

Um auf Basis dieser Linearisierung transiente Strömungsvorgänge zu berechnen, wird das zu betrachtende System in ein äquidistantes Ort-Zeit-Gitter überführt, **Abb. 8.4**. Dieses beinhaltet die örtliche  $\Delta x$  und zeitliche  $\Delta t$  Diskretisierung des Modells. Anhand dieser Diskretisierung wird für jeden neuen Zeitschritt  $n + 1$  der Fluidzustand über die differentiellen Änderungen entlang der Charakteristiken bestimmt. Aus den impliziten Differentialgleichungen (Gl. 8.15, 8.16 und 8.17) können somit die expliziten Differenzen (Gl. 8.21, 8.22 und 8.23) aufgestellt werden.

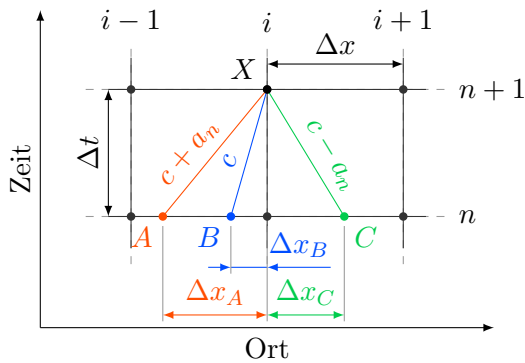


Abb. 8.4: Diskretisiertes Ort-Zeit-Gitter

Charakteristik A:

$$\frac{p_i^{n+1} - p_A}{\Delta t} + (\rho a_n)_i^n \frac{c_i^{n+1} - c_A}{\Delta t} + (\rho a_n)_i^n f_{x,i}^n = 0 \quad (8.21)$$

Charakteristik B:

$$\frac{u_i^{n+1} - u_B}{\Delta t} - \frac{p_i^n}{((\rho a_n)_i^n)^2} \frac{p_i^{n+1} - p_B}{\Delta t} + c_i^n f_{x,i}^n = 0 \quad (8.22)$$

Charakteristik C:

$$\frac{p_i^{n+1} - p_C}{\Delta t} - (\rho a_n)_i^n \frac{c_i^{n+1} - c_C}{\Delta t} - (\rho a_n)_i^n f_{x,i}^n = 0 \quad (8.23)$$

Die Koeffizienten der Differentiale können in guter Näherung über den bekannten lokalen Zustand abgegriffen werden (Zeitschritt  $n$ , Knotenpunkt  $i$ ). Die noch zu berücksichtigende spezifische Reibkraft  $f_x$  wird nach dem Hagen-Poiseuille-Gesetz [Sig09] ebenfalls anhand des bekannten lokalen Zustands bestimmt und ist immer entgegen der Strömungsrichtung gerichtet:

$$f_{x,i}^n = \frac{\lambda_i^n}{d} \cdot \frac{c_i^n \cdot |c_i^n|}{2} \quad (8.24)$$

Die darin enthaltene Rohrreibungszahl  $\lambda$  wird nach Blasius in Abhängigkeit von der Reynoldszahl bestimmt [Sig09].

Für die charakteristischen Differentiale hingegen müssen zur Anwendung des Verfahrens die Fluidzustände an den Basispunkten der Charakteristiken ( $A$ ,  $B$  und  $C$ ) berücksichtigt werden. Da in den jeweiligen Zeitschritten jedoch lediglich die Fluidzustände an den Knotenpunkten  $i$  bekannt sind, müssen diese über einzelne Knotenpunkte interpoliert werden. Die Position des Basispunktes einer Charakteristik zwischen zwei Knotenpunkten kann über die Steigung der jeweiligen Charakteristik ermittelt werden. Für Basispunkt  $A$  wird exemplarisch in Gl. 8.25 der Abstand  $\Delta x_A$  zum Knotenpunkt  $i$  über die charakteristische Steigung und den Zeitschritt  $\Delta t$  bestimmt. Das numerische Verfahren nutzt hierbei eine über den Knotenpunkt  $i$  und den Basispunkt  $A$  arithmetisch gemittelte Strömungsgeschwindigkeit sowie die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit im Knotenpunkt  $i$  für die Steigung, vgl. [Sch88]. Durch die Mittelung soll die Strömungsgeschwindigkeit der mittleren Geschwindigkeit entlang der Charakteristik während eines Zeitschritts  $\Delta t$  entsprechen, **Abb. 8.5**. Auf eine Mittelung für die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit wird hier verzichtet, da diese im Vergleich zur Strömungsgeschwindigkeit an benachbarten Knotenpunkten nahezu identisch ist. Die für die Mittelung benötigte Strömungsgeschwindigkeit  $c_A$  hängt wiederum von der Position des Ba-

sispunktes  $\Delta x_A$  ab (Gl. 8.26). Durch Kombination der beiden Ausdrücke können die Position des Basispunktes (Gl. 8.27) sowie die lokalen Zustandsgrößen für den Basispunkt der Charakteristik explizit ermittelt werden (Gl. 8.28 und 8.29).

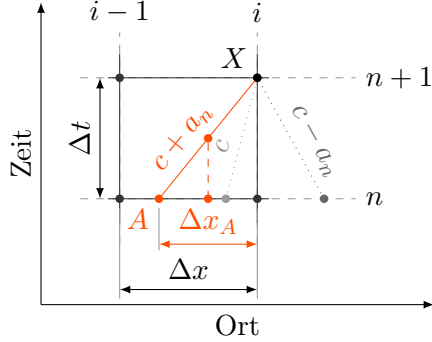


Abb. 8.5: Bestimmung des Basispunktes

Ansatz zur Schrittweitenbestimmung:

$$\Delta x_A = \left( \frac{c_A + c_i^n}{2} + a_{n,i}^n \right) \Delta t \quad (8.25)$$

$$c_A = c_i^n - \frac{\Delta x_A}{\Delta x} (c_i^n - c_{i-1}^n) \quad (8.26)$$

Position des Basispunktes:

$$\Delta x_A = \left( \frac{c_i^n + a_{n,i}^n}{\frac{\Delta x}{\Delta t} + \frac{1}{2} (c_i^n - c_{i-1}^n)} \right) \Delta x \quad (8.27)$$

Interpolation Basispunkt:

$$c_A = c_i^n - \frac{\Delta x_A}{\Delta x} (c_i^n - c_{i-1}^n) \quad (8.28)$$

$$p_A = c_i^n - \frac{\Delta x_A}{\Delta x} (p_i^n - p_{i-1}^n) \quad (8.29)$$

Die Interpolation wird analog zur Charakteristik A auch für die beiden Charakteristiken B und C angewandt. Nachdem sämtliche Größen zur Bestimmung der drei charakteristischen Zustandsgrößen des neuen Zeitschritts  $n+1$  bekannt sind, können diese explizit bestimmt werden:

$$(8.21) + (8.23) : p_i^{n+1} = \frac{1}{2} ((p_A + p_C) + (\rho a_n)_i^n (c_A - c_C)) \quad (8.30)$$

$$(8.21) - (8.23) : c_i^{n+1} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{(\rho a_n)_i^n} (p_A - p_C) + (c_A + c_C) \right) - f_{x,i}^n \Delta t \quad (8.31)$$

$$(8.22) : u_i^{n+1} = u_B + \frac{p_i^n}{((\rho a_n)_i^n)^2} (p_i^{n+1} - p_B) - c f_{x,i}^n \Delta t \quad (8.32)$$

Anschließend können die thermische und kalorische Zustandsgleichung für das ideale Gas genutzt werden, um die im neuen Zeitschritt  $n+1$  noch unbekanntes Zustandsgrößen - Dichte  $\rho$  und Temperatur  $T$  - zu bestimmen. Die ebenfalls benötigte polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  wird über den in Abschnitt 8.3.5 noch zu zeigenden Ansatz ermittelt.

Das hier anzuwendende Charakteristikenverfahren ist konsistent [Peu04]. Damit das Verfahren mit zunehmender Auflösung konvergiert, muss ein entsprechendes Stabilitätskriterium eingehalten werden. Dieses besagt, dass die minimale Ortsschrittweite eines äquidistanten Ort-Zeit-Gitters von der maximalen Steigung der Charakteristiken und der zeitlichen Schrittweite abhängt:

$$\Delta x \geq (|c| + a_n) \cdot \Delta t \quad (8.33)$$

Sofern dieses Kriterium nicht erfüllt wird, kann es zu Stabilitätsproblemen kommen und die Konvergenz des numerischen Schemas nicht gewährleistet werden [Peu04].

### 8.3.3 Randbedingungen

Das hier verwendete Charakteristikenverfahren kann auf beliebige Rohrabschnitte mit konstanten Querschnitten angewendet werden. An den Rändern bzw. Systemgrenzen stehen je nach Strömungsrichtung jedoch nur eine oder zwei Charakteristiken zur Bestimmung der primitiven Variablen (Druck  $p$ , Geschwindigkeit  $c$  und innere Energie  $u$ ) zur Verfügung. Um dennoch ein bestimmtes Gleichungssystem zu erhalten, wird für die hier durchzuführenden Untersuchungen auf Dirichlet-Randbedingungen zurückgegriffen [Lau13].

Je nach Strömungsrichtung müssen an einem Rand ein oder zwei Randbedingungen vorgegeben werden. Für ausströmende Ränder ist die explizite Vorgabe eines Zeitfunktionals für den Druck  $p_{X_i}(t)$  oder die Geschwindigkeit  $c_{X_i}(t)$  ausreichend, da hier auf eine Schall-Charakteristik und die Energie-Charakteristik zur Bestimmung der drei Variablen zurückgegriffen werden kann, **Abb. 8.6** (vgl. Gl. 8.36). Für einströmende Ränder wird zusätzlich ein Zeitfunktional für die Temperatur  $T_{X_i}(t)$  benötigt, da die Energie-Charakteristik entfällt (vgl. Gl. 8.35). Anhand der Temperaturvorgabe kann für ein ideales Gas über die isochore Wärmekapazität  $c_V$  direkt auf die innere Energie geschlossen werden ( $u = c_V \cdot T$ ).

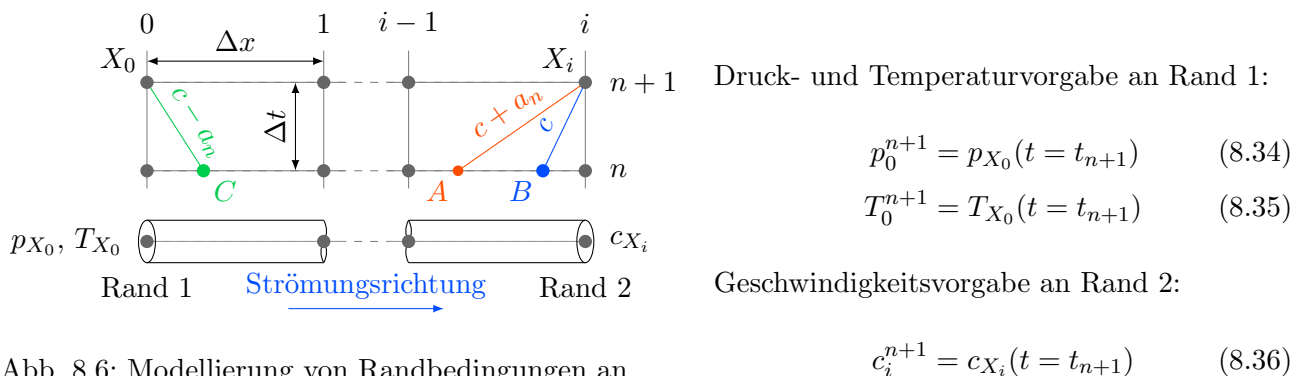


Abb. 8.6: Modellierung von Randbedingungen an Elementenden ohne Folgeelemente

### 8.3.4 Übergangsbedingungen

Um ein System mit mehreren unterschiedlichen Querschnitten und dazwischenliegenden Einbauten (bspw. eine PDE) zu simulieren, müssen zusätzliche Übergangsbedingungen implementiert werden. Hierbei wird zwischen der Kopplung von zwei Elementen und der Kopplung von mehr als zwei ( $N$ -) Elementen unterschieden.

#### Kopplung von zwei Elementen

Während bei dem numerischen Schema für einen kontinuierlichen Rohrleitungsabschnitt an jedem Knoten drei unbekannte charakteristische Größen bestimmt werden müssen, müssen bei einer Übergangsbedingung zwischen zwei Elementen an jedem Rand der Elemente drei Unbekannte -

insgesamt also sechs Unbekannte - berechnet werden. Dementsprechend müssen neben den drei Charakteristiken, drei weitere Gleichungen gelöst werden, **Abb. 8.7**. Hierzu werden die allgemeinen Erhaltungsgleichungen (Gl. 8.9, 8.10 und 8.11) gemäß den numerischen Konventionen diskretisiert.

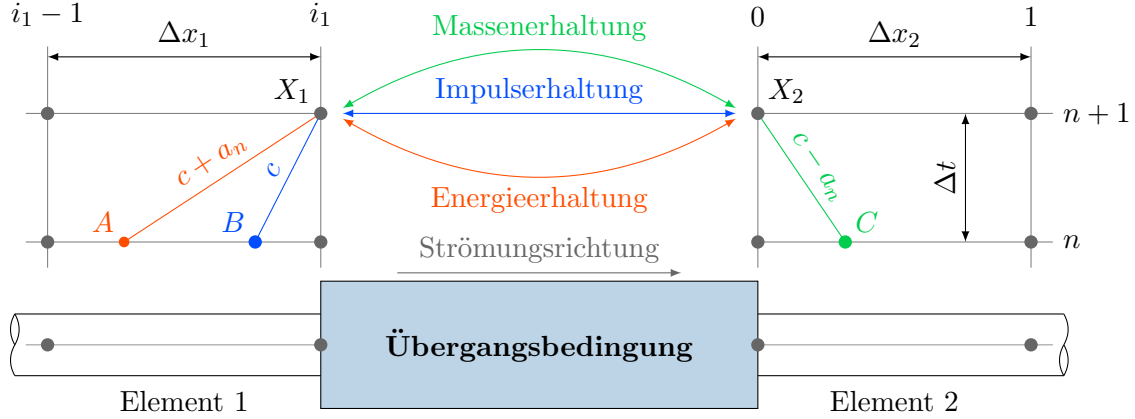


Abb. 8.7: Modellierung einer Übergangsbedingung zwischen zwei Elementen

- Massenerhaltung:

$$\rho_1^n \cdot A_1 \cdot c_1^{n+1} = \rho_2^n \cdot A_2 \cdot c_2^{n+1} \quad (8.37)$$

- Impulserhaltung:

$$p_1^{n+1} + \frac{\rho_1^n}{2} \cdot (c_1^n)^2 = p_2^{n+1} + \frac{\rho_2^n}{2} \cdot (c_2^n)^2 + \zeta_1 \cdot \frac{\rho_1^n}{2} \cdot (c_1^n)^2 + \rho_1^n \cdot l_E \cdot \frac{c_1^{n+1} - c_1^n}{\Delta t} \quad (8.38)$$

- Energieerhaltung:

$$u_1^{n+1} + \frac{p_1^{n+1}}{\rho_1^n} + \frac{(c_1^{n+1})^2}{2} = u_2^{n+1} + \frac{p_2^{n+1}}{\rho_2^n} + \frac{(c_2^{n+1})^2}{2} \quad (8.39)$$

Die Formulierungen der Erhaltungsgleichungen sind so gewählt worden, dass ein explizites lineares Gleichungssystem aufgestellt werden kann. Hierzu wird die lokale Dichte  $\rho$  jeweils aus dem bekannten Zeitschritt  $n$  berücksichtigt.

Die bisherigen Betrachtungen haben gezeigt, dass bei der PDE von einer inkompressiblen Zustandsänderung (vgl. Abs. 5.3) bis in den engsten Querschnitt ausgegangen werden kann. Daher werden die ein- und ausströmenden Massenströme direkt miteinander bilanziert und lokale Dichteänderungen innerhalb eines Kontrollvolumens werden nicht berücksichtigt. Die verwendete Impulserhaltung entspricht einem diskretisierten Ausdruck der bereits in Anhang A.1 hergeleiteten Impulserhaltung entlang eines Stromfadens. Um ein lineares Gleichungssystem zu erhalten, werden die quadratischen Terme für den dynamischen Druck über die lokale Strömungsgeschwindigkeit aus dem bekannten Zeitschritt  $n$  abgebildet. Die Ausdrücke für den Druckverlust und den lokalen Beschleunigungsdruck werden hier exemplarisch auf den Rand von Element 1 bezogen. In Analogie zu Gl. 5.7 wird der Einfluss des Beschleunigungsdrucks über eine lokale Ersatzlänge  $l_E$  mit Bezug auf den Strömungszustand

an dem Elementknoten abgebildet. Die Energieerhaltung entspricht einer Totalenthalpiebilanz bei der ebenfalls keine lokale Energieänderung in einem Kontrollvolumen betrachtet wird. Die kinetische Energie kann hier über die Geschwindigkeitskomponente des neuen Zeitschritts  $n + 1$  bestimmt werden, da die charakteristischen Größen Druck  $p$  und Geschwindigkeit  $c$  unter Zuhilfenahme der beiden Schallcharakteristiken  $A$  und  $C$  sowie Gl. 8.37 und Gl. 8.38 unabhängig von der inneren Energie  $u$  gelöst werden können. Diese wird anschließend über die Energiecharakteristik  $B$  sowie den diskreten Ausdruck der Energieerhaltung (Gl. 8.39) bestimmt.

### Kopplung von $N$ -Elementen

Grundsätzlich werden für die Kopplung von mehr als zwei Elementen die selben Erhaltungsgleichungen berücksichtigt. Allerdings ist hierbei zu bedenken, dass je nach Strömungssituation unterschiedlich viele Charakteristiken zur Verfügung stehen und dementsprechend die Anzahl der zusätzlichen Erhaltungsgleichungen für den Übergang flexibel sein muss. Exemplarisch können bei einer Übergangsbedingung zwischen drei Elementen vier oder fünf zusätzliche Erhaltungsgleichungen neben den Charakteristiken benötigt werden. Für den Fall, dass nur die Strömung in einem Element in Richtung der Übergangsbedingung strömt, werden drei Schall-Charakteristiken und eine Energie-Charakteristik verwendet. Falls hingegen an zwei Elementen die Strömung in Richtung Übergangsbedingung fließt werden in dem Gleichungssystem neben den drei Schall-Charakteristiken zwei Energie-Charakteristiken berücksichtigt. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, sind die nachfolgenden Ausdrücke für die Erhaltungsgleichungen implementiert worden:

- Massenerhaltung:

$$\sum_i^N (\rho_i^n \cdot A_i \cdot c_i^{n+1}) = 0 \quad (8.40)$$

- Gleiche lokale Drücke im Verbindungspunkt (Impulserhaltung):

$$p_1^{n+1} = p_i^{n+1} \quad (8.41)$$

- Energieerhaltung:

1. Bestimmung der einströmenden Totalenthalpie  $\dot{H}_t$ :

$$\dot{H}_t^{n+1} = \sum_i^N \dot{m}_i^{n+1} \cdot h_{t,i}^{n+1} = \sum_i^N (\rho_i^n \cdot c_i^{n+1} \cdot A_i) \cdot \left( u_1^{n+1} + \frac{p_i^{n+1}}{\rho_i^n} + \frac{(c_i^{n+1})^2}{2} \right) \quad (8.42)$$

2. Spezifische Totalenthalpie  $h_t$  über den zuffließenden Massenstrom  $\dot{m}_{ges}$ :

$$h_t^{n+1} = \frac{\dot{H}_t^{n+1}}{\dot{m}_{ges}^{n+1}} = u_i^{n+1} + \frac{p_i^{n+1}}{\rho_i^n} + \frac{(c_i^{n+1})^2}{2} \quad (8.43)$$



Die Massenerhaltung entspricht hierbei der Form für die Verbindung von zwei Elementen, bei denen ebenfalls die ein- und ausströmenden Massenströme  $\dot{m}_i$  direkt miteinander bilanziert werden. Da die Impulsänderung für eine Übergangsbedingung mit mehr als zwei Elementen zu einer Vielzahl möglicher Strömungsszenarien führt, wird die Annahme gleicher lokaler Drücke im Verbindungspunkt der  $N$ -Elemente zugrunde gelegt. Dynamische Drücke, lokale Druckverluste und Beschleunigungsdrücke werden vernachlässigt. Für die Energiebilanz muss zunächst der Totalenthalpiestrom  $\dot{H}_t$  über alle einfließenden Massenströme und deren spezifischer Totalenthalpie  $h_t$  berechnet werden (Gl. 8.42). Anschließend wird unter der Annahme einer vollständigen Durchmischung die spezifische Totalenthalpie für alle von der Übergangsbedingung abströmenden Elemente bei der Lösung des Gleichungssystems berücksichtigt (Gl. 8.43).

### 8.3.5 Polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit

Zur Bestimmung der Schallgeschwindigkeit wird auf den Differentialquotienten des Druckes nach der Dichte zurückgegriffen (Gl. 4.3). Die Schallgeschwindigkeit entspricht der Ausbreitungsgeschwindigkeit von Informationen relativ zu einem lokalen Fluidzustand. Für ruhende Medien und geringe Schwankungsamplituden kann von einer isentropen Zustandsänderung ausgegangen werden [Pie89], welches für ideale Gase auf einen analytischen Ausdruck für die Schallgeschwindigkeit führt (Gl. 4.5). Bei strömenden Medien ist die Annahme einer isentropen Zustandsänderung im Allgemeinen nicht gerechtfertigt. Insbesondere bei Rohrströmungen kommt es aufgrund der dissipativen Reibungseffekte zu Entropieänderungen. Ein analytischer Ansatz zur Beschreibung der Zustandsänderungen bei einer instationären, reibungsbehafteten Rohrströmung existiert nicht. Daher basieren viele bestehende Charakteristikenverfahren auf einem vereinfachten Ansatz mit der Annahme einer isentropen Schallgeschwindigkeit  $a$  [Sch88] [Pou04]. Für das hier verwendete numerische Verfahren wird hingegen ein alternativer Ausdruck für den Differentialquotienten verwendet. Dieser repräsentiert die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  und wird entlang der Energie-Charakteristik (siehe Abb. 8.4) bestimmt:

$$a_n^2 = \frac{dp}{d\rho} = \frac{p_i^n - p_B^{n-1}}{\rho_i^n - \rho_B^{n-1}} \quad (8.44)$$

Damit das aufgestellte Gleichungssystem des Charakteristikenverfahrens weiterhin explizit gelöst werden kann, muss die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  innerhalb eines Berechnungsschrittes bekannt sein. Daher wird die nach Gl. 8.44 zu berechnende Ausbreitungsgeschwindigkeit über die Energie-Charakteristik  $B$  des vorherigen Zeitschritts ermittelt. Die Energie-Charakteristik wird gewählt, da diese der tatsächlichen Bewegung des Fluids mit der Geschwindigkeit  $c$  folgt und die Zustandsänderungen entlang dieser Charakteristik somit der tatsächlichen Zustandsänderung des Fluids entsprechen.

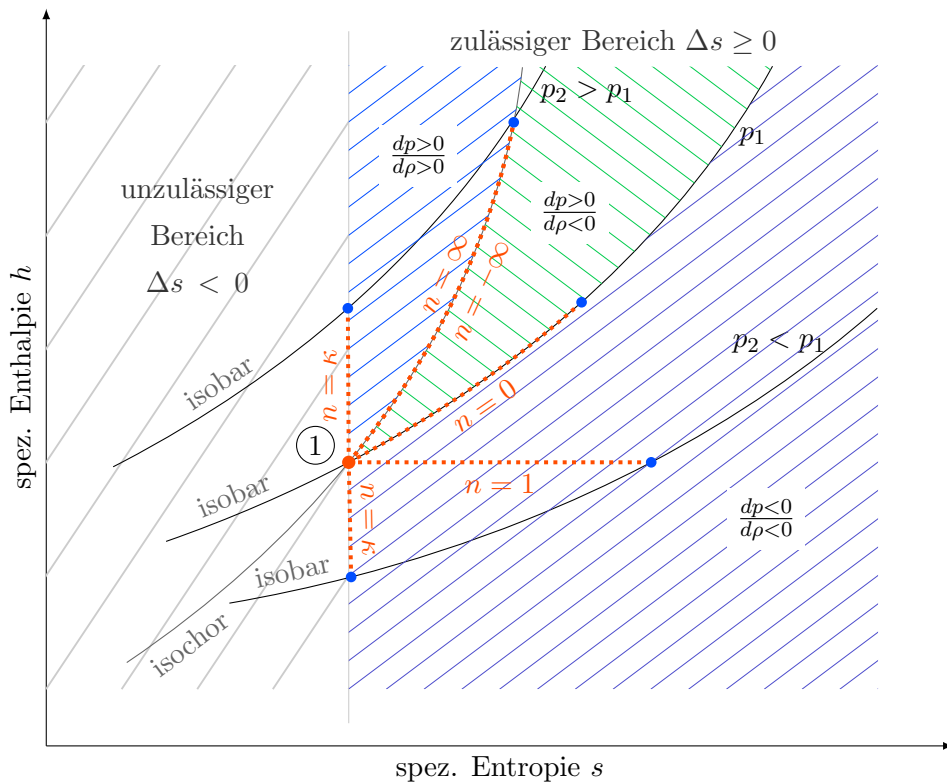


Abb. 8.8: Zulässige polytrophe Zustandsänderungen im  $h$ - $s$ -Diagramm für ein adiabates System

Um eine bessere Vorstellung von der physikalischen Bedeutung des Differentialquotienten von Druck und Dichte zu bekommen, kann dieser alternativ auch über eine polytrophe Zustandsänderung für ein ideales Gas interpretiert werden:

$$\left(\frac{dp}{d\rho}\right)_n = \frac{p}{\rho} \cdot n = n \cdot R \cdot T \tag{8.45}$$

Das Ergebnis liefert einen zur isentropen Schallgeschwindigkeit  $a$  äquivalenten Ausdruck für die polytrophe Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$ . Daher werden nachfolgend die für eine adiabate, reibungsbehaftete und instationäre Rohrströmung möglichen Zustandsänderungen auf Basis des Polytropenexponenten  $n$  näher erläutert.

In einem adiabaten System kann keine Entropieabnahme erfolgen. In **Abb. 8.8** ist der dementsprechend zulässige Bereich möglicher Zustandsänderungen für die zu betrachtenden Rohrströmungen gekennzeichnet. Für einen akustischen Vorgang in einem ruhenden Medium verlaufen die Zustandsänderungen nahezu auf einer Isentropen ( $n = \kappa$ ). In Abhängigkeit der aktuellen Phase liegt eine isentrope Kompression ( $p_2 > p_1$ ) oder eine isentrope Expansion ( $p_2 < p_1$ ) vor.

Sofern nun ein überlagerter Gleichströmungsanteil hinzukommt, wird während einer Schwankung Entropie erzeugt. Dadurch werden aus den isentropen Zustandsänderungen polytrophe Zustandsänderungen. Diese können über unterschiedliche Polytropenexponenten beschrieben werden. Ein Polytropenexponent im Bereich von  $0 < n < \kappa$  beschreibt eine Zustandsänderung, bei der sowohl

der Druck als auch die Dichte abnehmen. Ein Polytropenexponent von  $n = 1$  stellt hierbei den Sonderfall einer isothermen Expansion dar. Bei einem Polytropenexponenten von  $n = 0$  liegt keine Druckänderung mehr vor.

Für Polytropenexponenten im Bereich von  $-\infty < n < 0$  liegt anschließend ein Druckanstieg  $p_2 > p_1$  mit gleichzeitiger Dichteabnahme  $\rho_2 < \rho_1$  vor. In diesem Bereich nimmt der Differentialquotient  $(dp/d\rho)$  negative Werte an. Die resultierende polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  (Gl. 8.44) wird dadurch komplex. Der Grenzfall mit einem Polytropenexponenten von  $n = -\infty$  kennzeichnet eine isochore Zustandsänderung ( $\rho_2 = \rho_1$ ). Dieser Grenzfall stellt gleichzeitig auch eine Polstelle für die Ausbreitungsgeschwindigkeit dar. Der anschließende Bereich für den Polytropenexponenten von  $\kappa < n < \infty$  beschreibt eine Kompression mit zunehmendem Druck  $p_2 > p_1$  und zunehmender Dichte  $\rho_2 > \rho_1$ . In diesem Bereich liegt wieder eine reale polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit vor.

Die aus den polytropen Zustandsänderungen resultierende polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit kann somit reale Werte im Bereich von  $0 < a_n < \infty$  und komplexe Werte im Bereich  $0 < a_n < i \cdot \infty$  annehmen. Das numerische Verfahren ist jedoch nicht dafür geeignet, diesen Bereich abzudecken, da insbesondere das Stabilitätskriterium (Gl. 8.33) erfüllt bleiben muss und das explizite Gleichungssystem auf reellen Ausdrücken basiert. Aus diesen Gründen wird der in dem Charakteristiken-Verfahren zulässige Bereich für polytrope Zustandsänderungen begrenzt:

- **Kompression** ( $p_2 > p_1$ ):  $\kappa < n < 4 \cdot \kappa$  bzw.  $1 < \frac{a_n}{a} < 2$
- **Expansion** ( $p_2 < p_1$ ):  $0,25 \cdot \kappa < n < \kappa$  bzw.  $0,5 < \frac{a_n}{a} < 1$

Theoretisch ist eine weitere Ausweitung des zulässigen Bereichs auch in Hinsicht auf das Stabilitätskriterium möglich. Erfahrungen mit dem numerischen Verfahren haben jedoch gezeigt, dass das Verfahren zunehmend instabil wird.

### 8.3.6 Validierung des Verfahrens

Nachfolgend soll das vorgestellte Charakteristiken-Verfahren mit dem Ansatz für eine polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  unter Berücksichtigung der numerischen Restriktionen ( $0,5 < a_n/a < 2$ ) validiert werden. Dazu werden die Grenzfälle einer rein stationären Strömung und einer akustischen Schwankung ohne Gleichströmung betrachtet. Abschließend wird eine mit Pulsationen überlagerte Gleichströmung simuliert. Im Rahmen der Validierung werden die Ergebnisse auch mit der vereinfachten Annahme einer isentropen Schallgeschwindigkeit  $a$  verglichen.

Das für die Validierung verwendete Rohrleitungsmodell ist in **Abb. 8.9** dargestellt. Es basiert auf einem Rohrleitungsabschnitt der Länge  $l_{RL}$  mit dem Durchmesser  $d_{RL}$ . Als Randbedingungen werden am Eintritt ein Zeitfunktional für die Geschwindigkeit  $c_E$  sowie eine Eintrittstemperatur  $T_E$  und am Austritt ein statischer Druck  $\bar{p}_A$  vorgegeben. Bei der akustischen und der kombinierten Simulation

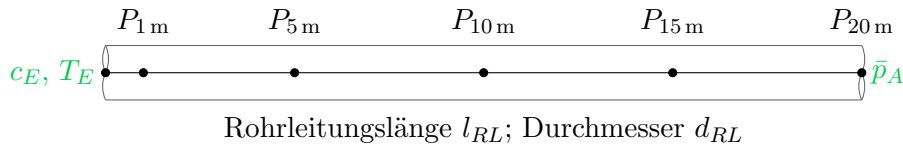


Abb. 8.9: Rohrleitungsabschnitt mit relevanten Knotenpunkten (Bezeichnung entspricht der Position) zur Validierung des numerischen Verfahrens

Parameter	stationär	akustisch	kombiniert
$l_{RL}$	20 m	10 m	10 m
$d_{RL}$	3 mm	30 mm	30 mm
$\bar{c}_E$	20 m/s	0 m/s	10 m/s
$\hat{c}_E$	–	1 m/s	1 m/s
$f$	–	20 Hz	20 Hz
$\bar{T}_E$	20 °C	20 °C	20 °C
$\bar{p}_A$	100 kPa	100 kPa	100 kPa
$\Delta x$	10 mm	10 mm	10 mm
$\Delta t$	0,005 ms	0,005 ms	0,005 ms

Tab. 8.2: Modellabmessungen, physikalische Randbedingungen und numerische Parameter für die Validierung des numerischen Verfahrens mit polytroper Ausbreitungsgeschwindigkeit

wird dieser als mittlerer statischer Druck auf Basis einer reflektionsfreien Randbedingung nach [Lin16] vorgegeben. Die gekennzeichneten Knotenpunkte  $P_i$  werden für die Validierung näher betrachtet. Deren Bezeichnung entspricht der lokalen Position entlang der Rohrleitung. Die für die einzelnen Untersuchungen gewählten geometrischen, physikalischen und numerischen Parameter des Modells sind **Tab. 8.2** zu entnehmen.

In **Abb. 8.10** werden die lokalen Drücke und Geschwindigkeiten sowie die lokalen Schall- bzw. Ausbreitungsgeschwindigkeiten für den stationären Vergleichsfall miteinander verglichen. Die Simulationsergebnisse mit polytroper Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  besitzen einen deutlich größeren Druckverlust als die Ergebnisse mit isentroper Schallgeschwindigkeit  $a$ . Zudem steigt die Strömungsgeschwindigkeit  $c$  bei dem Ansatz mit Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  am Ende deutlich an. Die unmittelbar in die Berechnung der Charakteristiken einfließenden Schall- bzw. Ausbreitungsgeschwindigkeiten sind ebenfalls stark unterschiedlich. Bei dem polytropen Berechnungsansatz resultiert die Ausbreitungsgeschwindigkeit näherungsweise aus einer isothermen Zustandsänderung ( $n = 1$ ) für den Differentialquotienten ( $dp/d\rho$ ).

Anhand von quantitativen physikalischen Größen ist keine direkte Bewertung der erzielten Ergebnisse möglich. Daher werden nachfolgend die Erhaltungsgleichungen in Form der Energie- und Massenerhaltung betrachtet. In **Abb. 8.11** ist der Verlauf der spez. Enthalpien ( $h$  und  $h_t$ ) und der auf den Knotenpunkt  $P_{1m}$  bezogene relative Massenstrom ( $\dot{m}_{rel}$ ) über der Entropiezunahme ausgehend vom

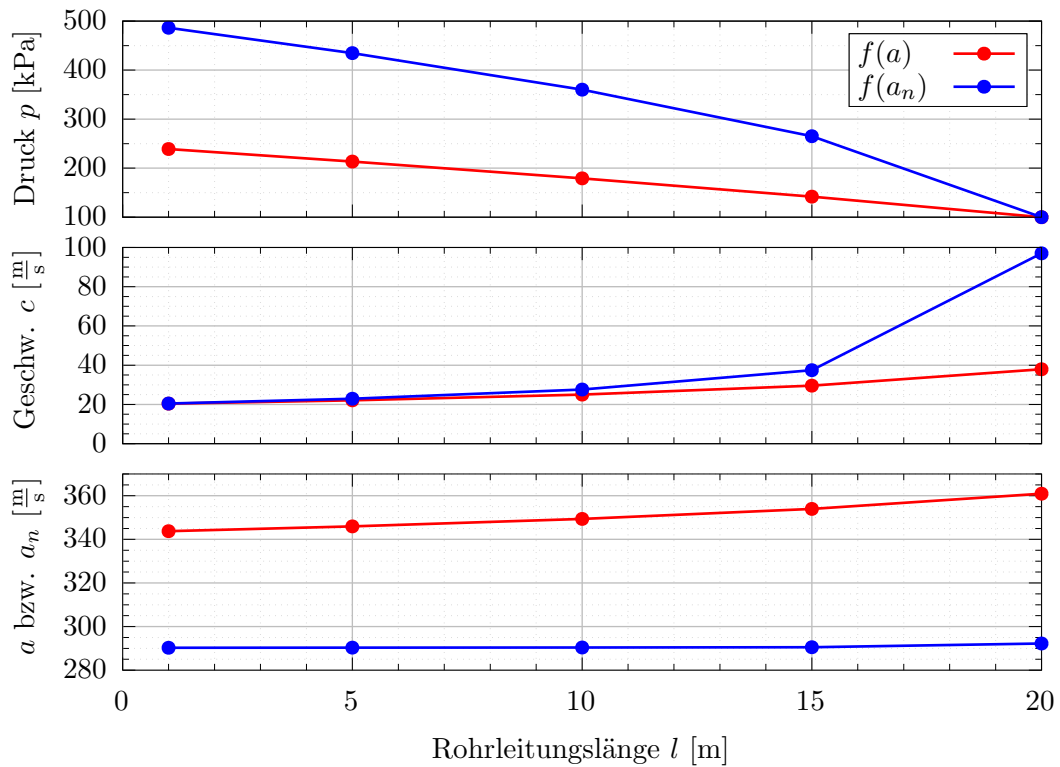


Abb. 8.10: Vergleich der Druck- und Geschwindigkeitsverläufe sowie der lokalen Ausbreitungsgeschwindigkeiten für die isentrope Schallgeschwindigkeit  $a$  und die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  (Tab. 8.2: "stationär")

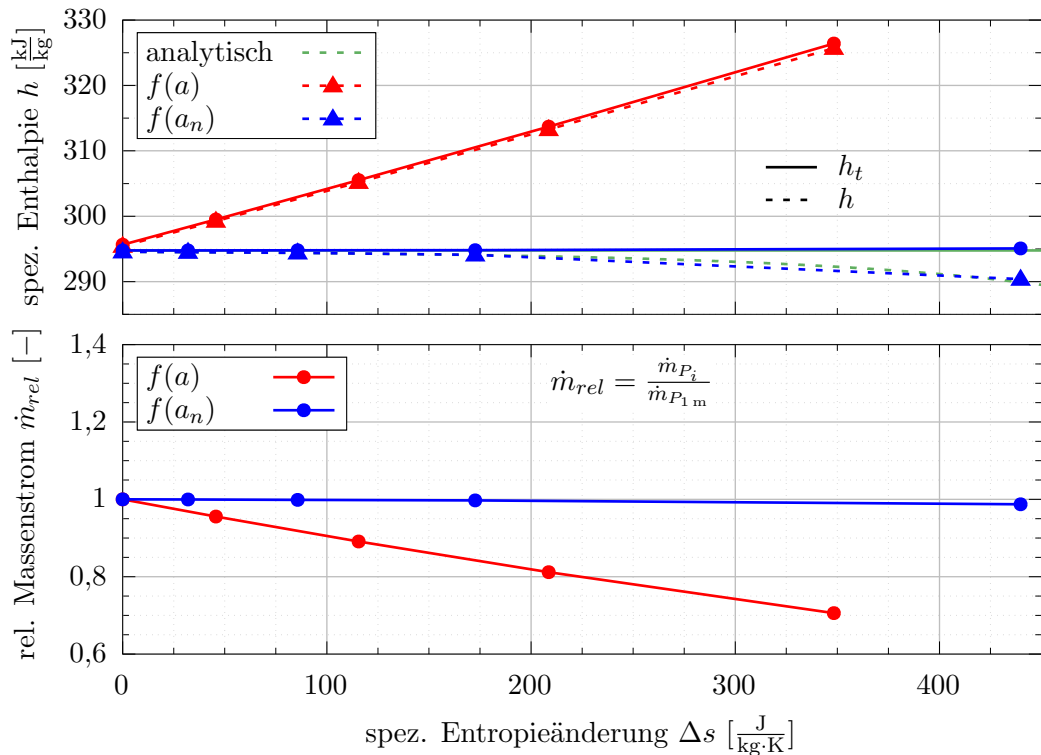


Abb. 8.11: Spez. Enthalpieverläufe und auf den Knotenpunkt  $P_{1m}$  bezogener rel. Massenstrom über der Entropieänderung ausgehend vom Knotenpunkt  $P_{1m}$  für die isentrope Schallgeschwindigkeit  $a$  und die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  (Tab. 8.2: "stationär")

Knotenpunkt  $P_{1m}$  dargestellt. Die spez. Totalenthalpie  $h_t$  wird nach Gl. 8.39 bestimmt und muss entlang der Rohrleitung konstant bleiben. Die Verläufe der statischen spez. Enthalpie werden mit der analytischen Lösung für eine adiabate, reibungsbehaftete Rohrströmung verglichen - der Fanno-Kurve, vgl. [Bas12]. Der analytische Verlauf für die Entropiezunahme wird über eine energetische Betrachtung für das ideale Gas hergeleitet, vgl. [Bas12].

Während die Lösung auf Basis der polytropen Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  eine gute Übereinstimmung mit der analytischen Lösung für die spez. Enthalpieverläufe liefert, wird eine von der Theorie zunehmende Abweichung unter Verwendung einer isentropen Schallgeschwindigkeit  $a$  deutlich. Der Vergleich der Massenströme entlang der Rohrleitung zeigt ebenfalls zunehmende Abweichungen für die Simulation mit isentropen Schallgeschwindigkeit. Der Austrittsmassenstrom ist um 30 % niedriger als der Eintrittsmassenstrom. Bei der Verwendung des Ausdrucks für die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit bleibt der durchgesetzte Massenstrom vom Eintritt bis zum Austritt nahezu konstant. Der Vergleich zeigt, dass die Verwendung einer isentropen Schallgeschwindigkeit  $a$  zu unphysikalischen Ergebnissen führt. Der verwendete Ansatz auf Basis der polytropen Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  ermöglicht hingegen die Einhaltung der physikalischen Erhaltungsgleichungen.

Nachdem der gewählte Ansatz für die Anwendung bei stationären Strömungen erfolgreich validiert werden konnte, wird nun die Eignung für instationäre Strömungsvorgänge überprüft. Hierzu wird erneut das in Abb. 8.9 vorgestellte Modell verwendet und auf die in Tab. 8.2 aufgelisteten Parameter der Spalte "akustisch" zurückgegriffen.

Zur Bewertung des akustischen Verhaltens sind in **Abb. 8.12** die Druck- und Geschwindigkeitsverläufe sowie die Ausbreitungsgeschwindigkeiten  $a$  und  $a_n$  für die beiden Vergleichsfälle (isentrop und polytrop) dargestellt. Aufgrund der reflektionsfreien Randbedingung hat sich in beiden Fällen eine durchgehende Welle eingestellt. Druck- und Geschwindigkeitsschwankung sind phasengleich. Zudem liefern beide Verfahren nahezu identische Druck- und Geschwindigkeitsverläufe. Die Schall- und die Ausbreitungsgeschwindigkeit sind ebenfalls nahezu identisch. Lediglich im Bereich der Scheitelpunkte ( $dp \approx 0$  und  $d\rho \approx 0$ ) kommt es zu leichten Abweichungen. Die isentrope Ausbreitung von Schallwellen kann somit auch über den polytropen Ansatz abgebildet werden. Auf einen Vergleich der Erhaltungsgleichungen wird hier verzichtet.

Abschließend wird das numerische Verfahren für akustische Vorgänge mit einer überlagerten Gleichströmung validiert. Als Untersuchungsbasis wird weiterhin das Modell aus Abb. 8.9 mit den Parametern aus Tab. 8.2 verwendet. In **Abb. 8.13** ist das instationäre Verhalten anhand der Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen mit den Ausbreitungsgeschwindigkeiten ( $a$  und  $a_n$ ) und den daraus abgeleiteten Polytropenexponenten ( $n$ ) über zwei Perioden dargestellt. Die reflektionsfreie Randbedingung am Austritt führt bei überlagerten Gleichströmungen zu leicht von der Druckvorgabe (hier:  $p_{nr} = 100$  kPa) abweichenden mittleren Austrittsdrücken. Daher stellt sich am Knotenpunkt  $P_{1m}$  ein mittlerer statischer Druck unterhalb der Druckvorgabe von 100 kPa ein. Anhand der Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen sind keine Unterschiede zwischen den beiden Berechnungsansätzen

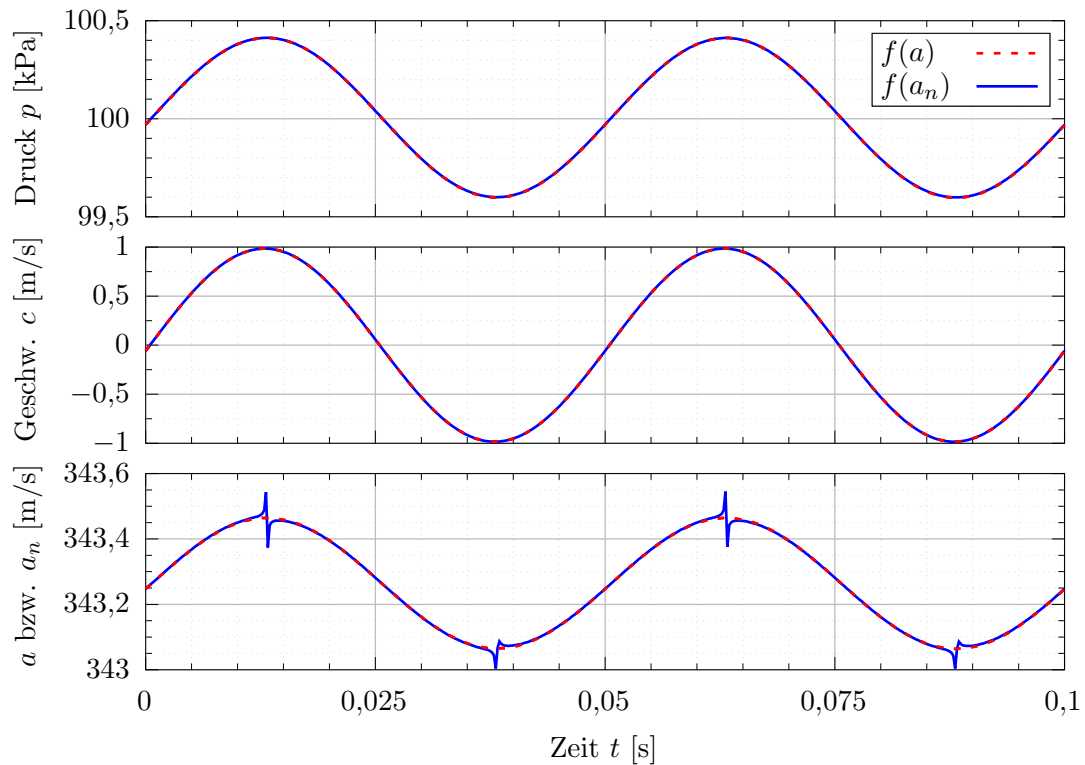


Abb. 8.12: Zeitlicher Verlauf der Druck- und Geschwindigkeitsverläufe sowie der Schall- und Ausbreitungsgeschwindigkeiten für den isentropen ( $a$ ) und polytropen ( $a_n$ ) Berechnungsansatz an Knotenpunkt  $P_{1m}$  (Tab. 8.2: "akustisch")

feststellbar. Ein gleichartiges Verhalten zeigt sich auch für die nicht dargestellten Dichte- und Temperaturschwankungen.

Die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit weicht in Teilbereichen erheblich von der isentropen Schallgeschwindigkeit ab. Die Schallgeschwindigkeit  $a$  besitzt einen geringen periodischen Schwankungsanteil, welcher auf die Temperaturschwankungen zurückzuführen ist. Die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  verläuft ebenfalls periodisch. Deren Verlauf besitzt zum Zeitpunkt der Druckmaxima und -minima jeweils eine Polstelle und nähert sich in den Bereichen mit maximalen Druckgradienten wieder der isentropen Schallgeschwindigkeit an, erreicht diese jedoch nicht ganz. Die Polstellen resultieren aus der in Abb. 8.8 dargestellten Unstetigkeit entlang der isochoren Zustandsänderung ( $n = \pm\infty$ ) und den im Charakteristiken-Verfahren implementierten Grenzen. Der mit dargestellte Polytropenexponent verdeutlicht, dass die Zustandsänderungen maßgeblich durch den instationären Charakter geprägt werden, da sich der Polytropenexponent während einer Schwingungsperiode weitestgehend am Isentropenexponent orientiert.

Für beliebige instationäre Strömungen wird das thermodynamische Verhalten maßgeblich durch die Reibungseinflüsse und die Intensität des instationären Verhaltens beeinflusst. Bei zunehmenden Reibungseinflüssen (spez. Entropiezunahme  $\Delta s$ , vgl. Abb. 8.8) entfernt sich die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  zunehmend von der isentropen Schallgeschwindigkeit  $a$ . Ein zunehmendes instationäres Verhalten (größere spez. Enthalpieschwankungen  $\Delta h$ , vgl. Abb. 8.8) wirkt diesem Einfluss

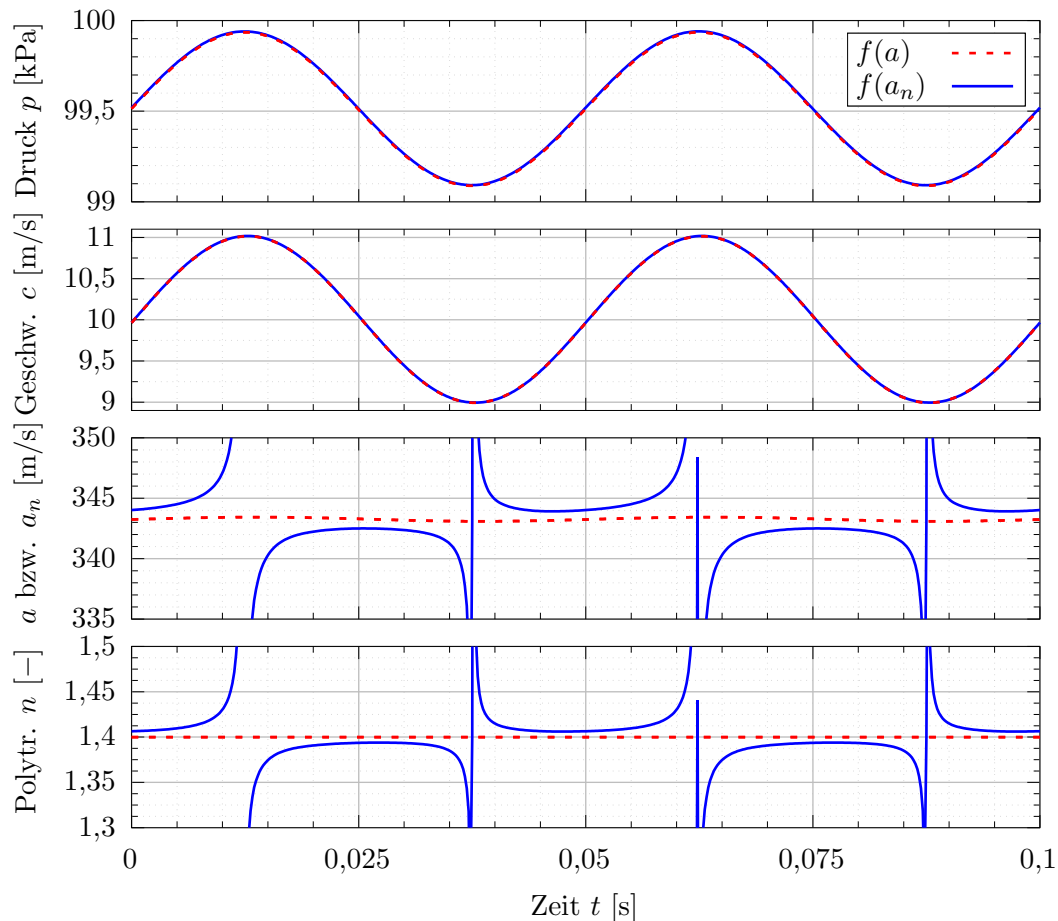


Abb. 8.13: Zeitlicher Verlauf der Druck- und Geschwindigkeitsverläufe, der Schall- und Ausbreitungsgeschwindigkeiten und der Polytropenexponenten für den isentropen ( $a$ ) und polytropen ( $a_n$ ) Berechnungsansatz an Knotenpunkt  $P_{1m}$  (Tab. 8.2: "kombiniert")

entgegen. Die bereits betrachteten Grenzfälle einer stationären Strömung und der Akustik bestätigen diese Zusammenhänge.

Für einen quantitativen Vergleich wurden erneut die Energie- und die Massenerhaltung betrachtet. Die spez. Enthalpie ist für die Berechnung mit isentroper Schallgeschwindigkeit analog zu den stationären Versuchen kontinuierlich angestiegen und der Massenstrom hat erneut entlang der Rohrleitung abgenommen (vgl. Abb. 8.11). Bei der polytropen Betrachtung konnten die Erhaltungsgleichungen deutlich besser erfüllt werden. Da die spezifische Reibung aufgrund des größeren Rohrlängendurchmessers (vgl. Tab. 8.2) hier deutlich geringer ausfällt, treten diese Effekte in abgeschwächter Form gegenüber Abb. 8.11 auf. Daher wird auf eine gesonderte Darstellung verzichtet.

Zusammenfassend kann die Eignung des numerischen Verfahrens unter Berücksichtigung einer polytropen Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  bestätigt werden. Die exemplarischen Testfälle haben eine gute akustische Abbildungsgüte und eine gegenüber der isentropen Schallgeschwindigkeit  $a$  deutlich verbesserte Abbildungsgüte für Gleichströmungen bestätigt. Die gewählte Eingrenzung für den Polytropenexponenten  $n$  bzw. der äquivalenten polytropen Schallgeschwindigkeit  $a_n$  führt hier zu



keiner negativen Beeinträchtigung des Verfahrens. Der ausgegrenzte Bereich der möglichen Zustandsänderungen ist nur im Bereich der Scheitelpunkte von Druck- bzw. Dichteschwankungen relevant. In der Nähe der Scheitelpunkte sind die absoluten Zustandsänderungen jedoch so gering, dass keine feststellbaren Abweichungen aufgetreten sind. Für die nachfolgenden Untersuchungen wird daher ohne Einschränkung auf das numerische Verfahren zurückgegriffen.

## 8.4 Kennzahlen aus Dimensionsanalyse

Nachdem das numerische Verfahren für die akustischen Untersuchungen vorgestellt wurde, kann nachfolgend der analytische Ansatz zur idealen Pulsationsdämpfung überprüft werden. Um diesen systematisch hinterfragen zu können, werden zunächst funktionsrelevante dimensionslose Kennzahlen vorgestellt.

Anhand der messtechnischen Ergebnisse können grundlegende Erkenntnisse über das Betriebsverhalten der realen adaptiven und passiven PDE gewonnen werden. Die Untersuchungsbreite ist jedoch durch die Randbedingungen in Form der möglichen Betriebsparameter beschränkt. Bei den numerischen Untersuchungen hingegen kann der Betrachtungsbereich beliebig gestaltet werden. Dadurch kann der gezielte Einfluss strömungsmechanischer Kennzahlen untersucht werden, um universelle Aussagen bspw. für das Funktionsprinzip der idealen Pulsationsdämpfung abzuleiten.

Das Betriebsverhalten sowohl der idealen als auch der adaptiven und passiven PDE wird durch folgende physikalische Größen beeinflusst:

- $a$              $[m \cdot s^{-1}]$             Schallgeschwindigkeit (vor und hinter der PDE)
- $\bar{c}_1$             $[m \cdot s^{-1}]$             mittl. Strömungsgeschwindigkeit der Zuströmung
- $\tilde{c}_1$             $[m \cdot s^{-1}]$             Geschwindigkeitsschwankung vor der PDE
- $\tilde{c}_2$             $[m \cdot s^{-1}]$             Geschwindigkeitsschwankung hinter der PDE
- $f$               $[s^{-1}]$                 Frequenz
- $l_E$             $[m]$                  träge Ersatzlänge
- $l_{RL}$           $[m]$                  Gesamtlänge des Rohrleitungsabschnitts (vor und hinter der PDE)
- $\bar{p}_1$             $[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}]$     mittl. Druck vor der PDE
- $\tilde{p}_1$             $[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}]$     Druckschwankung vor der PDE
- $\tilde{p}_2$             $[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}]$     Druckschwankung hinter der PDE
- $\Delta\bar{p}_V$         $[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}]$     mittl. Druckverlust über der PDE
- $\bar{\rho}_1$             $[kg \cdot m^{-3}]$            mittl. Dichte vor der PDE

Die Schallgeschwindigkeit  $a$  und die Frequenz  $f$  besitzen unter Annahme einer ortsunabhängigen nahezu isentropen Ausbreitung von Schwankungsgrößen keinen lokalen Bezug und sind globale Einflussparameter. Die Länge des Rohrleitungsabschnitts  $l_{RL}$  beeinflusst die lokale Verteilung der Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen bei stehenden Wellen. Je nach Reflektionscharakteristik und Rohrleitungslänge können aufgrund von akustischen Resonanzen Verstärkungen der Pulsationen auftreten. Der pulsationsdämpfende Einfluss ist dann stark von der Verteilung lokaler Schwankungsknoten bzw. -bäuche abhängig. Der mittlere Druckverlust  $\Delta\bar{p}_V$  beschreibt die Zustandsänderung über der PDE. Die Druck-  $\tilde{p}_2$  und Geschwindigkeitsschwankung  $\tilde{c}_2$  dienen zur Beschreibung der Pulsationen hinter der PDE. Die restlichen Größen werden auf die Zuströmbedingungen vor der PDE bezogen.

Die zwölf Größen basieren auf den drei Grundeinheiten - der Länge (Meter  $m$ ), der Zeit (Sekunde  $s$ ) und der Masse (Kilogramm  $kg$ ). Gemäß dem Hauptsatz der Dimensionsanalyse [Buc14], welcher auch als  $\Pi$ -Theorem nach Buckingham bekannt ist, folgen aus den zwölf Größen und drei Dimensionen neun unabhängige dimensionslose Kennzahlen. Diese Kennzahlen können durch beliebige Kombination der Einflussgrößen gebildet werden. Die notwendige Bedingung dafür ist, dass die Dimension der Kennzahlen  $[\Pi_i] = 1$  ergibt:

$$[\Pi_i] = m^0 \cdot s^0 \cdot kg^0 = 1 \quad (8.46)$$

Die Anwendung der Dimensionsanalyse für die Betrachtung der PDE führt auf die nachfolgenden voneinander unabhängigen dimensionslosen Kennzahlen. Die dargestellten Kennzahlen werden durch teilweise abgeleitete Größen der Eingangsgrößen ausgedrückt:

- Mach-Zahl  $Ma_1 = \frac{\text{mittl. Strömungsgeschwindigkeit}}{\text{Schallgeschwindigkeit}} = \frac{\bar{c}_1}{a}$
- Pulsationsindex  $I_{c,1} = \frac{\text{Geschwindigkeitsschwankung}}{\text{mittl. Geschwindigkeit}} = \frac{|\hat{c}_1|}{\bar{c}_1} = \frac{|\hat{p}_{e,1}| + |\hat{p}_{r,1}|}{\bar{p}_1 \cdot \bar{a}_1 \cdot \bar{c}_1}$  (vgl. Gl. 7.17)
- Strouhal-Zahl  $Sr_1 = \frac{\text{instationäre Trägheitskraft}}{\text{stationäre Trägheitskraft}} = \frac{f \cdot l_E}{\bar{c}_1}$
- rel. Helmholtz-Zahl  $He_{rel} = \frac{\text{Abweichung der RL-Länge zu Resonanzlänge}}{\text{Viertel Wellenlänge}} = \frac{\min(|l_{RL} - l_{Resonanz}|)}{1/4 \cdot \lambda}$
- Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_1 = \frac{\text{rücklaufende Schallwelle vor der PDE}}{\text{hinlaufende Schallwelle vor der PDE}} = \frac{\hat{p}_{r,1}}{\hat{p}_{e,1}}$   
 $\hat{r}_2 = \frac{\text{rücklaufende Schallwelle hinter der PDE}}{\text{hinlaufende Schallwelle hinter der PDE}} = \frac{\hat{p}_{r,2}}{\hat{p}_{e,2}}$
- adaptiver Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a} = \frac{\text{transienter Druckverlust}}{\text{lokaler Schalldruck}} = \frac{d\zeta_1 \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot \bar{c}_1^2}{dp_1}$  (vgl. Gl. 4.20)
- relativer Druckverlust  $\Delta p_{rel} = \frac{\text{mittlerer Druckverlust}}{\text{statischer Druck}} = \frac{\Delta\bar{p}_V}{\bar{p}_1}$  (vgl. Gl. 7.23)
- relatives Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,D} = \frac{\text{rückseitige Druckschwankungen}}{\text{eintreffende Druckschwankungen}} = \frac{|\hat{p}_2|}{|\hat{p}_1|}$  (vgl. Gl. 7.22)  
 bzw.  $\hat{p}_{rel,E} = \frac{\text{Druckschwankungen mit PDE}}{\text{Druckschwankungen ohne PDE}} = \frac{\hat{p}_{max}(\zeta_1=f(t))}{\hat{p}_{max}(\zeta_1=0)}$  (vgl. Gl. 7.24)

Das strömungsmechanische Verhalten der PDE wird nachfolgend anhand des Einflusses der neun Kennzahlen numerisch untersucht. Neu eingeführt wurde hierbei die relative Helmholtz-Zahl  $He_{rel}$ . Diese bezieht die Abweichung der Länge des Rohrleitungsabschnitts, an dem erhöhte Pulsationen auftreten, zur nächstmöglichen Resonanzlänge  $l_{Resonanz}$  auf eine Viertel Wellenlänge der Pulsationen.

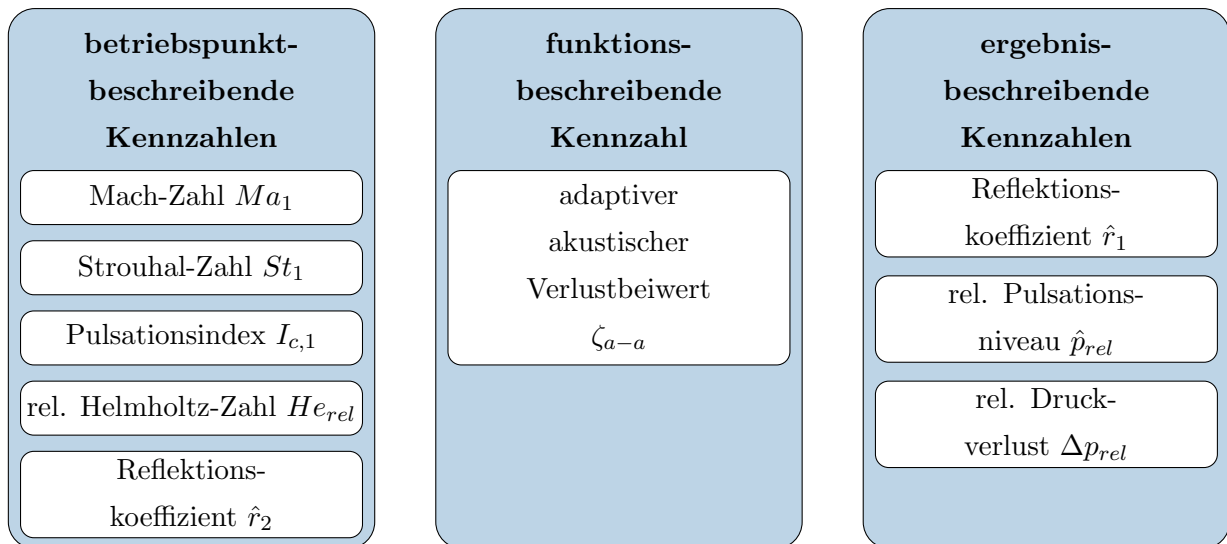


Abb. 8.14: Einteilung der für das Verhalten der PDE relevanten Kennzahlen

Die nächstmögliche Resonanzlänge ist dabei von den Randbedingungen des Rohrleitungsabschnitts abhängig. Für eine beidseitig akustisch offene Rohrleitung liegen die Resonanzlängen bspw. bei ganzzahligen Vielfachen von  $\lambda/2$ . Der Wertebereich der relativen Helmholtz-Zahl liegt zwischen 0 und 1. Eine relative Helmholtz-Zahl von  $He_{rel} = 0$  bedeutet, dass die Rohrleitungslänge mit einer Resonanzlänge genau übereinstimmt, es liegt ein Resonanzfall vor. Bei einer relativen Helmholtz-Zahl von  $He_{rel} = 1$  hingegen, kommt es zu keiner Verstärkung, da die hin- und rücklaufenden Schallwellen sich destruktiv überlagern. Der Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_2$  charakterisiert das Wellenbild unmittelbar hinter der PDE und ist von dem rückseitigen Rohrleitungsabschnitt abhängig.

Die physikalische Bedeutung der weiteren Kennzahlen wird bei den späteren Ergebnissen näher erläutert. Eine grundlegende Einordnung der Kennzahlen hinsichtlich deren Bedeutung ist **Abb. 8.14** zu entnehmen.

Die betriebspunktbeschreibenden Kennzahlen stellen die Rahmenbedingungen für den Einsatz einer adaptiven und passiven PDE dar. Der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a}$  beschreibt die Umsetzung der adaptiven und passiven Pulsationsdämpfung. Der Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_1$ , der relative Druckverlust  $\Delta p_{rel}$  und das relative Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,D}$  bzw.  $\hat{p}_{rel,E}$  ermöglichen die Bewertung des erzielten Dämpfungsverhaltens und werden daher als ergebnisbeschreibende Kennzahlen aufgeführt.

Für den realen Einsatz wird das adaptive und passive Verhalten ggf. durch weitere Kennzahlen beeinflusst. Stark variierende Reynoldszahlen  $Re$  können bspw. die Strömungsform und dadurch auch den sich ergebenden Druckverlust beeinflussen. Für die nachfolgenden numerischen Simulationen ist deren Einfluss jedoch auf die Rohrreibungsverluste entlang der einzelnen Rohrelemente beschränkt, welche keinen direkten Einfluss auf die adaptive und passive PDE besitzen.

## 8.5 Ideale dissipative Pulsationsdämpfung

Der in Abschnitt 4.3 vorgestellte analytische Ansatz zur idealen Pulsationsdämpfung beinhaltet vereinfachende Annahmen. Um diesen Ansatz allgemeingültig zu verifizieren, werden numerische Untersuchungen mit Hilfe des vorgestellten Charakteristikenverfahrens durchgeführt. Dabei werden - im Gegensatz zur ebenen Wellentheorie - konvektive Strömungseinflüsse sowie Dichteschwankungen berücksichtigt und keine isentrope Strömung vorausgesetzt.

Für die Untersuchungen wird nachfolgend eine Übergangsbedingung vorgestellt, welche eine definitionsgemäße ideale dissipative Pulsationsdämpfung erzielt. Anschließend wird das Simulationsmodell zur Überprüfung der vollständigen Durchgangsdämpfung dargestellt. Der Einfluss der rückseitigen Reflektionscharakteristik (Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_2$ ) sowie etwaiger Resonanzeffekte (rel. Helmholtz-Zahl  $He_{rel}$ ) bleiben hier unberücksichtigt. Diese besitzen keinen direkten Einfluss auf das per Definition ideale Dämpfungsverhalten, sondern beeinflussen das zu dämpfende Pulsationsniveau. Um die prinzipiell mögliche Umsetzung einer idealen dissipativen Pulsationsdämpfung zu dokumentieren, wird zunächst der Einfluss der betriebspunktbeschreibenden Kennzahlen auf die ergebnisbeschreibenden Kennzahlen (Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_1$ , rel. Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,D}$  und rel. Druckverlust  $\Delta p_{rel}$ ) betrachtet. Abschließend wird der Einfluss der betriebspunktbeschreibenden Kennzahlen auf den funktionsbeschreibenden adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a}$  dokumentiert.

### 8.5.1 Übergangsbedingung

Zur Untersuchung der idealen Pulsationsdämpfung wird auf die in Abschnitt 8.3.4 vorgestellte Übergangsbedingung zurückgegriffen. Um ein ideales Verhalten zu ermöglichen, wird ein Optimierungsalgorithmus genutzt, welcher direkt den Verlustbeiwert  $\zeta_1$  in der Impulserhaltung (Gl. 8.38) beeinflusst.

Der Optimierungsalgorithmus beginnt nach einer anzugebenden Startzeit  $t_S$ , um die Optimierung nicht durch Einschwingeffekte zu beeinflussen. Ab diesem Zeitpunkt wird ein anzustrebender Zieldruck für die Abströmung  $p_{2,Z}$  anhand des unteren Scheitelwertes des Drucks in der Zuströmung  $p_1$  definiert. Zur Erreichung des angestrebten Zieldrucks  $p_{2,Z}$  wird der Verlustbeiwert  $\zeta_1$  als Regelgröße genutzt. Für jeden Zeitschritt wird über ein Bisektionsverfahren [Sch11] der benötigte Verlustbeiwert zur Erreichung des Zieldrucks bestimmt.

Ein sprunghaftes Einsetzen der Optimierung nach der Startzeit  $t_S$  kann zur impulsartigen Anregung von akustischen Eigenfrequenzen führen. Um dieses zu vermeiden, erfolgt eine kontinuierliche Annäherung an den Zieldruck innerhalb eines Optimierungszeitraums von der Startzeit  $t_S$  bis zur Endzeit  $t_E$ . Der von der Optimierung vorgegebene temporäre Zieldruck  $p_{2,Z_t}$  innerhalb dieses

Zeitraums wird zusätzlich von der Differenz des rückseitigen Drucks  $p_2^n$  aus dem vorherigen Zeitschritt  $n$  und dem Zieldruck  $p_{2,Z}$  über eine Raised-Cosinus-Funktion beeinflusst:

$$p_{2,Z_t} = p_{2,Z} + (p_2^n - p_{2,Z}) \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \cos \left( \pi \cdot \frac{t - t_S}{t_E - t_S} \right) \right) \quad t \in [t_S, t_E] \quad (8.47)$$

Dieses ermöglicht einen kontinuierlichen Übergang von dem akustischen Verhalten ohne Dämpfung ( $\zeta_1 = 0$ ) bis hin zur idealen Dämpfung. Ab dem Zeitpunkt  $t_E$  wird der Verlustbeiwert  $\zeta_1$  so geregelt, dass sich hinter der PDE stets der Zieldruck  $p_{2,Z}$  einstellt.

Die fiktive Übergangsbedingung einer idealen dissipativen Pulsationsdämpfereinheit besitzt keine geometrischen Abmessungen. Daher kann auch kein realer Bezug zu einer lokalen Trägheit hergestellt werden. Um mögliche Trägheitseinflüsse auf das ideale Funktionsprinzip zu untersuchen, wird eine zu berücksichtigende träge Ersatzlänge  $l_E$  (vgl. Gl. 8.38) beliebig vorgegeben.

### 8.5.2 Simulationsmodell

Das Simulationsmodell zur Untersuchung der idealen PDE ist so aufgebaut, dass die vorzugebenden Randbedingungen nahezu den gewünschten Untersuchungsparametern entsprechen, **Abb. 8.15**. Um Resonanzeffekte möglichst stark einzuschränken wird ein Modell mit einer reflektionsfreien mittleren Druckvorgabe  $\bar{p}_{nr,E}$  am Eintritt  $E$  gewählt [Lin16]. Die Anregung erfolgt über einen Abzweig (Bypass  $BP$ ), an dem eine Geschwindigkeitsschwankung  $\tilde{c}_{BP}$  vorgegeben wird. Die gewünschte mittlere Strömungsgeschwindigkeit wird über die Geschwindigkeitsvorgabe am Austritt der Rohrleitung  $\bar{c}_A$  eingestellt. Durch die explizite Vorgabe der beiden Geschwindigkeitsgrößen kann direkt Einfluss auf den Pulsationsindex genommen werden. Die Temperatur am Eintritt  $T_{nr,E}$  wird über einen isentropen Zusammenhang zu dem lokalen Eintrittsdruck und eine mittlere Temperaturvorgabe  $\bar{T}_{nr,E}$  vorgegeben:

$$T_{nr,E} = \bar{T}_{nr,E} \cdot \left( \frac{p_{nr,E}}{\bar{p}_{nr,E}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (8.48)$$

Bei der Temperatur  $T_{BP}$  am Abzweig wird unterschieden, ob eine Zu- oder Abströmung vorliegt. Für den Fall, dass am Rand des Abzweigs Luft ausströmt, wird die Temperatur über die Energiecharakteristik bestimmt (vgl. Abs 8.3.3). Für eine Zuströmung wird ebenfalls eine isentrope Zustandsänderung hinzugezogen, bei der als Referenzdruck und -temperatur die Werte aus dem letzten ausströmenden Zeitschritt gewählt werden.

Die Verbindung des anregenden Abzweigs mit dem durchströmten Rohrabschnitt wird über die bereits vorgestellte Übergangsbedingung zur Kopplung von mehr als zwei Elementen realisiert. Die Übergangsbedingung zwischen den Elementen  $RL_3$  und  $RL_4$  wird über die Übergangsbedingung zur idealen Pulsationsdämpfung (vgl. Abs. 8.5.1) abgebildet.

Die einzelnen Segmente besitzen einen Durchmesser von  $d = 0,2$  m. Die Länge der Elemente  $RL_1$  und  $RL_2$  beträgt  $l = 0,5$  m, die der Elemente  $RL_3$  und  $RL_4$  hingegen  $l = 1,5$  m. Da hier das adaptive Funktionsprinzip hinsichtlich der Durchgangsdämpfung überprüft wird, sind die geometrischen

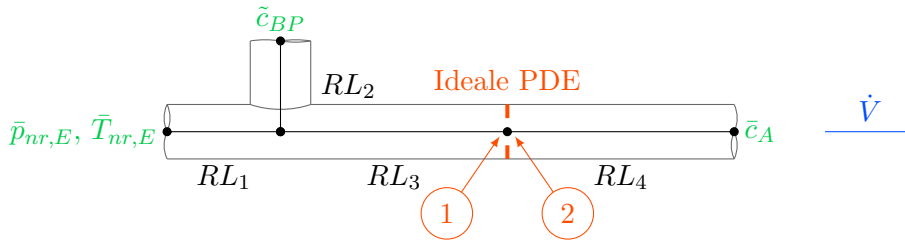


Abb. 8.15: Verwendetes 1D-Simulationsmodell zur Untersuchung des adaptiven Funktionsprinzips für eine ideale dissipative Pulsationsdämpfung

Abmessungen für die Auswertung der Ergebnisse nicht weiter relevant. Der gewählte numerische Zeitschritt beträgt  $\Delta t = 0,1 \text{ ms}$  und die örtliche Schrittweite  $\Delta x = 0,1 \text{ m}$ .

### 8.5.3 Optimierungsverhalten

Auf Basis der vorgestellten Übergangsbedingung und dem gewählten Untersuchungsmodell werden numerische Untersuchungen hinsichtlich der Gültigkeit des analytischen Ansatzes zur idealen Pulsationsdämpfung durchgeführt. In **Abb. 8.16** ist zunächst exemplarisch das Optimierungsverhalten der verwendeten Übergangsbedingung einer idealen PDE dargestellt.

Vor Beginn der Optimierung sind die Strömungszustände vor und hinter der PDE ① und ② identisch. Nach  $t_S = 3 \text{ s}$  beginnt die kontinuierliche Optimierung mit einer zunehmenden Reduktion der rückseitigen Druckpulsationen bis zu einem stationären Strömungszustand der Abströmung nach  $t_E = 9 \text{ s}$ . Durch die Optimierung des Druckverlaufs kann gleichzeitig die gewünschte Eliminierung der Geschwindigkeitsschwankungen hinter der PDE erzielt werden. Dadurch bildet sich unmittelbar vor der idealen PDE ein Minimum der Geschwindigkeitsschwankungen aus, welches auf die bei der analytischen Betrachtung bereits hergeleitete Vollreflektion der eintreffenden Schallenergie hindeutet. Die verbliebenen Geschwindigkeitsschwankungen unmittelbar vor der PDE sind auf lokale Dichteschwankungen zurückzuführen, welche aus den Druckschwankungen resultieren.

Die Betrachtung der polytropen Ausbreitungsgeschwindigkeit  $a_n$  zeigt ein zunächst isentropes Strömungsverhalten, welches durch die akustischen Schwankungen geprägt wird. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit entspricht vor der Optimierung der Schallgeschwindigkeit von Luft für  $\vartheta = 20^\circ \text{C}$  von  $a = 343 \text{ m/s}$ . Sobald die Optimierung einsetzt, ändert sich die Ausbreitungsgeschwindigkeit ( $a_{n,2}$ ) über die ideale PDE. Während die Ausbreitungsgeschwindigkeit vor der PDE aufgrund der weiterhin nahezu isentropen Zustandsänderung (vgl. Abb. 8.12) in der Zuströmung unverändert bleibt, entspricht die polytrope Ausbreitungsgeschwindigkeit über der PDE einer isothermen Zustandsänderung:

$$a_{n,2} = \sqrt{1 \cdot R \cdot T_2} = 290 \text{ m/s} \tag{8.49}$$

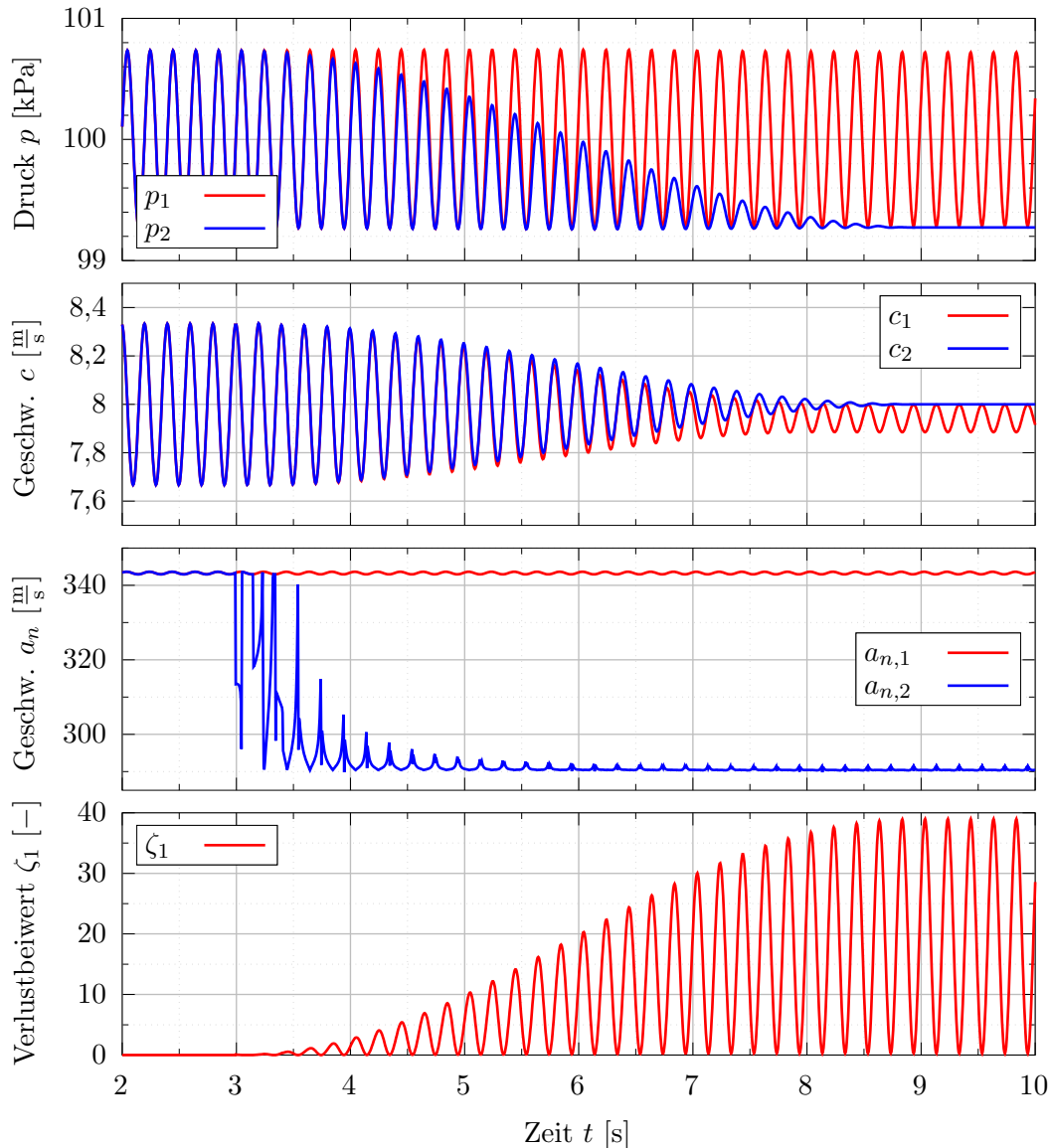


Abb. 8.16: Exemplarische Verläufe der Zustandsgrößen und Parameter unmittelbar vor ① und hinter ② der PDE während der Optimierung zu einem idealen Dämpfungsverhalten (Randbedingungen:  $\bar{p}_{nr,E} = 100 \text{ kPa}$ ,  $\bar{c}_A = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ,  $\hat{c}_{BP} = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ,  $\vartheta_{nr,E} = 20 \text{ °C}$ ,  $f = 5 \text{ Hz}$ )

Der isenthalpe Charakter einer Drosselströmung bleibt somit auch für eine veränderliche Drosselcharakteristik erhalten. Aufgrund des stationären Strömungszustands hinter der PDE stellen sich im Rohrleitungsabschnitt stromab der PDE ebenfalls isotherme Zustandsänderungen ein, während davor weiterhin nahezu isentrope Zustandsänderungen vorliegen.

Der für die ideale Pulsationsdämpfung verantwortliche Verlustbeiwertverlauf zeigt eine kontinuierliche Zunahme bis zum Zeitpunkt  $t_E = 9 \text{ s}$ . Anschließend besitzt er ein konstantes periodisches Verhalten zur Aufrechterhaltung der idealen Pulsationsdämpfung.

Nachdem das Verhalten des Optimierungsalgorithmus betrachtet wurde, wird nun der Einfluss der idealen Pulsationsdämpfung auf die lokalen Zustandsgrößen detailliert betrachtet. Hierzu sind in

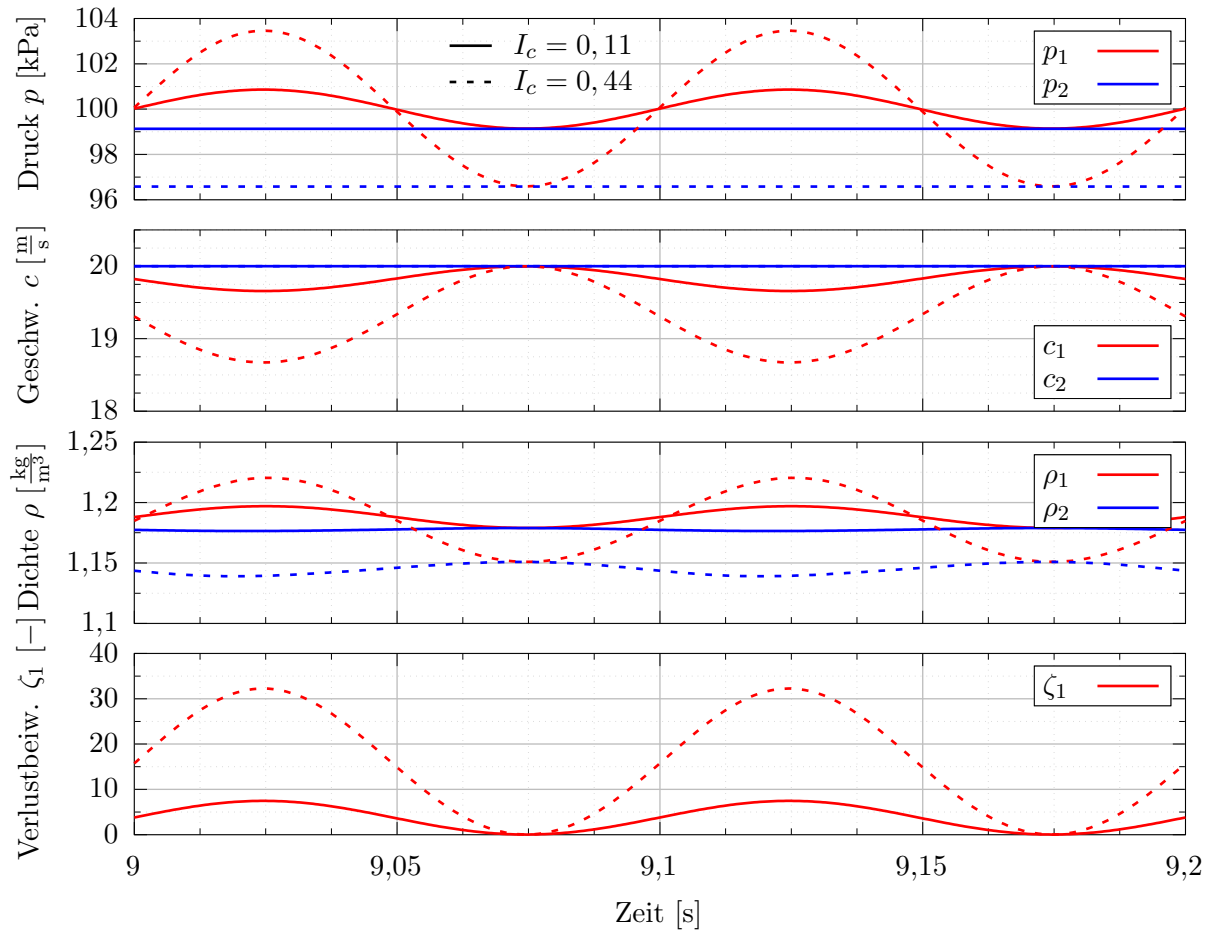


Abb. 8.17: Exemplarische Zeitverläufe für das ideale Dämpfungsverhalten (Randbedingungen:  $\bar{p}_{nr,E} = 100 \text{ kPa}$ ,  $\bar{c}_A = 20 \text{ m/s}$ ,  $\hat{c}_{BP} = 2 \text{ m/s}$  ( $I_c = 0,11$ ) bzw.  $8 \text{ m/s}$  ( $I_c = 0,44$ ),  $\vartheta_{nr,E} = 20^\circ\text{C}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ )

**Abb. 8.17** die Zeitsignale strömungsrelevanter Größen über zwei Perioden für unterschiedliche Pulsationsindizes bei ansonsten unveränderten Randbedingungen dargestellt.

Es wird ersichtlich, dass der konstante Austrittsdruck durch ein erhöhtes Pulsationsniveau der Zuströmung entsprechend niedriger ausfällt. Der sich einstellende mittlere Druckverlust entspricht analog zur analytischen Betrachtung der Pulsationsamplitude  $\hat{p}_1$  der Zuströmung. Ebenfalls erkenntlich wird, dass mit zunehmendem Pulsationsindex auch die Geschwindigkeitsschwankungen der Zuströmung unmittelbar vor der PDE auf einem zunehmenden Restniveau verbleiben, welches aus den lokalen Dichteschwankungen resultiert. Diese steigen mit zunehmendem Pulsationsindex an. Um die eintreffenden Druckschwankungen auszugleichen, wird für einen erhöhten Pulsationsindex eine entsprechend größere Verlustbeiwertschwankung benötigt. Dadurch steigt auch der mittlere Verlustbeiwert an, was wiederum zu dem bereits beschriebenen, gestiegenen mittleren Druckverlust führt.



### 8.5.4 Untersuchung von Einflussgrößen

Nachdem das Betriebsverhalten der idealen Pulsationsdämpfung näher betrachtet worden ist, wird nun der Einfluss systembeschreibender Kennzahlen (vgl. Abs. 8.4) näher untersucht. Dazu wird zunächst der Einfluss der betriebspunktbeschreibenden Kennzahlen (Mach-Zahl  $Ma_1$ , Strouhal-Zahl  $Sr_1$  und Pulsationsindex  $I_{c,1}$  - vgl. Abb. 8.14) auf die ergebnisbeschreibenden Kennzahlen untersucht.

Der bleibende mittlere Druckverlust  $\Delta\bar{p}_V$  entspricht jeweils der sich einstellenden Druckamplitude  $|\hat{p}_1|$  unmittelbar vor der PDE. Der relative Druckverlust  $\Delta p_{rel}$  - als eine ergebnisbeschreibende Kennzahl - ist entsprechend proportional zu der lokalen Druckamplitude  $|\hat{p}_1|$  unmittelbar vor der PDE. Das relative Pulsationsniveau - als die zweite ergebnisbeschreibende Kennzahl - nimmt für sämtliche Simulationen den Wert  $\hat{p}_{rel,D} = 0$  an. Der Optimierungsalgorithmus ermöglicht demnach die Realisierung der definitionsgemäßen idealen Pulsationsdämpfung. Eine zusätzliche Abhängigkeit von den betriebspunktbeschreibenden Kennzahlen besteht nicht. Auf eine differenzierte Betrachtung und Darstellung der beiden Kennzahlen wird hier daher verzichtet.

Eine Abhängigkeit von betriebspunktbeschreibenden Kennzahlen konnte jedoch für das Reflektionsverhalten der fiktiven idealen PDE festgestellt werden, **Abb. 8.18**. Der Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_1$  wird über die Differenz des lokalen akustischen Widerstands in Form des lokalen Wellenwiderstands  $Z_W$  unmittelbar vor der PDE und der Schallkennimpedanz  $Z$  bestimmt [Mey79]:

$$\hat{r}_1 = \frac{\hat{p}_{r,1}}{\hat{p}_{e,1}} = \frac{Z_W - Z}{Z_W + Z} = \frac{\frac{\hat{p}_1}{\hat{c}_1} - \bar{\rho}_1 \cdot \bar{a}_1}{\frac{\hat{p}_1}{\hat{c}_1} + \bar{\rho}_1 \cdot \bar{a}_1} \quad (8.50)$$

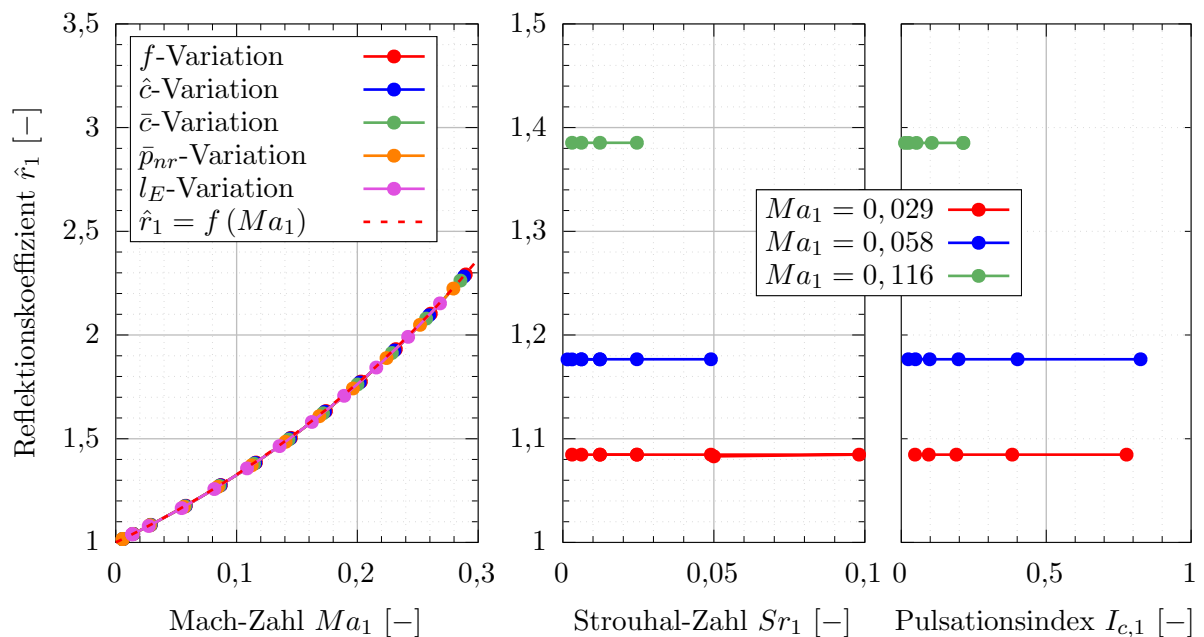


Abb. 8.18: Abhängigkeit des Reflektionskoeffizienten  $\hat{r}_1$  von der Mach-Zahl  $Ma_1$ , der Strouhal-Zahl  $Sr_1$  und dem Pulsationsindex  $I_{c,1}$

Dabei kann eine eindeutige Abhängigkeit des Reflektionskoeffizienten von der Mach-Zahl  $Ma_1$  ausfindig gemacht werden. Dieser steigt mit zunehmender Mach-Zahl progressiv an. Die Strouhal-Zahl  $Sr_1$  sowie der Pulsationsindex  $I_{c,1}$  besitzen hingegen keinen Einfluss auf das Reflektionsverhalten.

Grundsätzlich folgt aus einer mit Gleichströmung überlagerten Schallwelle eine erhöhte Schallintensität  $I_a$  in Strömungsrichtung bzw. eine reduzierte Schallintensität entgegen der Strömungsrichtung, welche über die Mach-Zahl ausgedrückt werden kann [Mey79]:

$$I_{a,1} = \tilde{p}_1 \cdot \tilde{c}_1 \cdot (1 \pm Ma_1)^2 \quad (8.51)$$

Durch diese abweichende Schallintensität können Reflektionskoeffizienten  $\hat{r}_1 > 1$  auftreten. Die hier vorliegende Abhängigkeit von der Mach-Zahl  $Ma_1$  kann über folgendes Funktional beschrieben werden:

$$\hat{r}_1 = f(Ma_1) = \left( \frac{\sqrt{2} + Ma_1}{\sqrt{2} - Ma_1} \right)^2 \quad (8.52)$$

Eine analytische Erklärung für diesen Zusammenhang konnte nicht gefunden werden. Sowohl die um Gleichströmungsanteile erweiterte ebene Wellentheorie als auch Betrachtungen der akustischen Energie mit überlagerter Gleichströmung konnten hier nicht zu einer analytischen Begründung für das empirisch ermittelte Funktional (Gl. 8.52) führen. Es besteht also weiterhin Forschungsbedarf zur Klärung dieses Sachverhalts.

Nachdem die Abhängigkeiten der ergebnisbeschreibenden Kennzahlen einer idealen dissipativen PDE von den betriebspunktbeschreibenden Kennzahlen ermittelt werden konnten, wird nachfolgend das Funktionsprinzip näher betrachtet. In **Abb. 8.19** ist der adaptive akustische Verlustbeiwert nach Gl. 4.20 über dem momentanen dynamischen Verlustbeiwert  $\tilde{\zeta}_1$  für eine Periode dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass der analytische Ansatz mit  $\zeta_{a-a} = 1$  für niedrige Mach-Zahlen mit moderaten Pulsationsindizes die Funktion der PDE sehr gut beschreibt. Erst mit zunehmenden Pulsationsindizes und zunehmenden Mach-Zahlen weicht der adaptive akustische Verlustbeiwert um einige Prozentpunkte von der analytischen Lösung mit  $\zeta_{a-a} = 1$  ab. Hohe Mach-Zahlen führen mit großen Pulsationsindizes zu signifikanten Abweichungen vom Einheitswert. Diese sind auf die zunehmenden Restschwankungen der Zuströmgeschwindigkeit zurückzuführen, welche bei der Definition des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts vernachlässigt werden. Die Unstetigkeiten bei den Minima und Maxima der Verlustbeiwertschwankungen sind auf numerische Effekte zurückzuführen, da die differentiellen Änderungen des Verlustbeiwerts ( $d\tilde{\zeta}_1 \rightarrow 0$ ) und des Drucks ( $dp_1 \rightarrow 0$ ) vor der PDE hier sehr gering sind. Eine Abhängigkeit von der Strouhal-Zahl  $Sr_1$  konnte nicht festgestellt werden, da die lokalen Geschwindigkeitsschwankungen vor der PDE zu gering sind. Deren Einfluss auf die Ergebnisse wird hier daher nicht näher betrachtet.

Der zur idealen Pulsationsdämpfung erforderliche mittlere Verlustbeiwert  $\bar{\zeta}_1$  orientiert sich definitionsgemäß an den vorderseitigen Druckschwankungen. Da hier keine zusätzlichen Erkenntnisse festgestellt wurden, wird dieser nicht gesondert grafisch dargestellt.

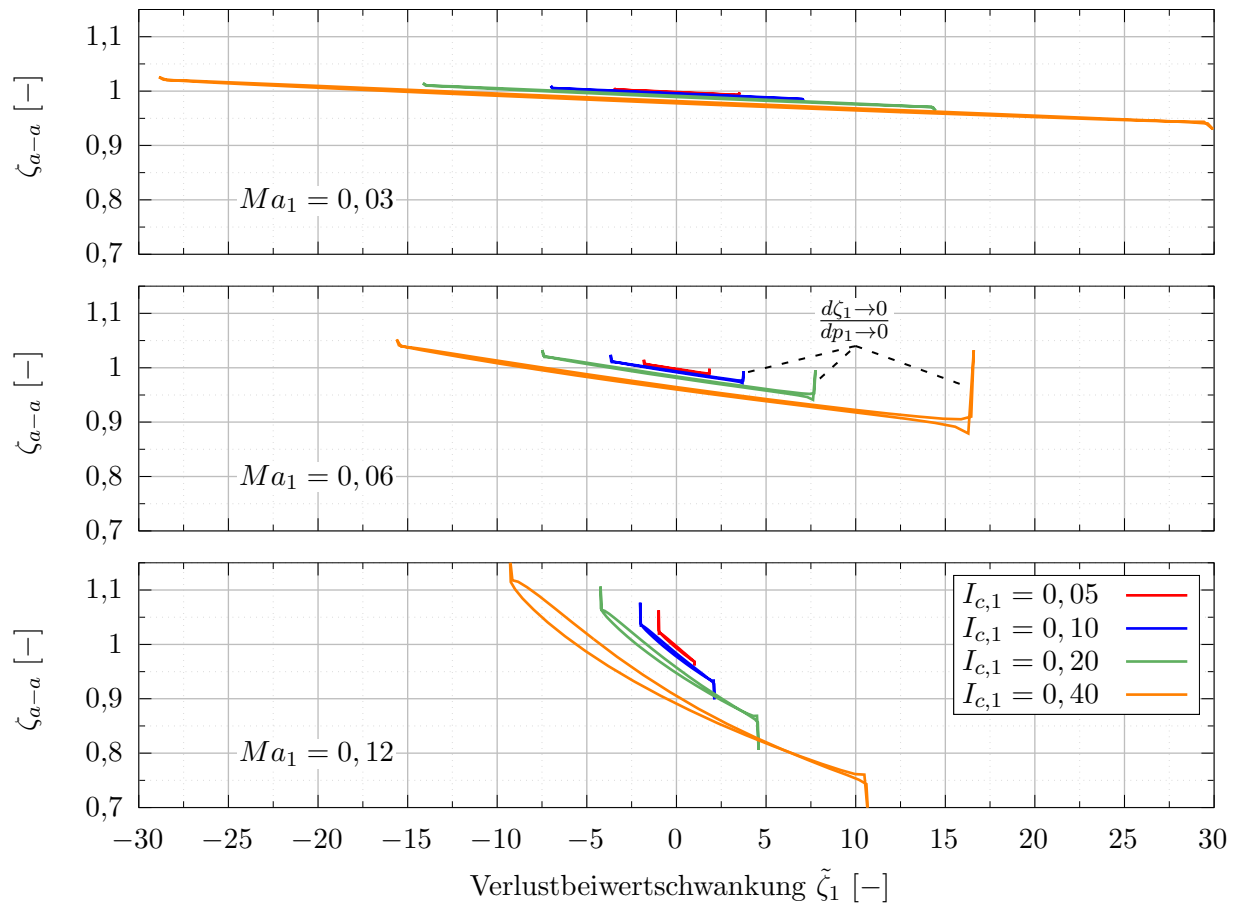


Abb. 8.19: Adaptiver akustischer Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a}$  über dem Momentanwert der Verlustbeiwertschwankung  $\tilde{\zeta}_1$  für unterschiedliche Mach-Zahlen und Pulsationsindizes

Zusammenfassend kann die Gültigkeit des analytisch hergeleiteten Funktionsprinzips (vgl. Gl. 4.20) anhand der numerischen Untersuchungen bestätigt werden. Die auftretenden Abweichungen des zur idealen Pulsationsdämpfung benötigten adaptiven akustischen Verlustbeiwerts von dem analytischen Ansatz sind für kleine Mach-Zahlen  $Ma_1$  gering. Signifikante Unterschiede treten nur bei großen Mach-Zahlen und/oder großen Pulsationsindizes auf. In üblichen Rohrleitungssystemen sind solche Betriebspunkte als selten einzustufen.

Lediglich der starke Anstieg des Reflektionskoeffizienten kann nicht eindeutig erläutert werden. Grundsätzlich ist ein Anstieg des Reflektionskoeffizienten für eine akustische Vollreflektion mit überlagerter Gleichströmung aufgrund der erhöhten Schallintensität (vgl. Gl. 8.51) zu erwarten. Der quantitative Verlauf des Reflektionskoeffizienten kann jedoch nicht analytisch verifiziert werden.

## 8.6 Reproduktion der Messergebnisse

Nachdem das strömungsmechanische Verhalten für die ideale dissipative Pulsationsdämpfung verifiziert worden ist, wird nachfolgend die adaptive und passive PDE numerisch untersucht. Hierzu wird der gewählte Modellierungsansatz für die verwendete Übergangsbedingung vorgestellt. Anschließend wird das verwendete numerische Modell des GMVS für das Charakteristikenverfahren mit der Anregung durch die rotierende Blende des Pulsationsgenerators dargestellt. Die Abbildungsgüte des akustischen Übertragungsverhaltens des GMVS wird zunächst anhand der Ergebnisse mit statischen Drosselementen überprüft. Abschließend werden die Ergebnisse mit adaptiver und passiver PDE reproduziert, um die Eignung des verwendeten Modellierungsansatzes für die spätere Untersuchung von Einflussgrößen zu bestätigen.

### 8.6.1 Übergangsbedingung

Um eine adaptive Verknüpfung zwischen dem strukturdynamischen Verhalten der beweglichen Gitterkontur und deren Einfluss auf das Strömungsverhalten zu realisieren, wird eine Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) benötigt. Hierzu wird auf ein partitioniertes Verfahren mit schwacher Kopplung zurückgegriffen, **Abb. 8.20** [Wal02]. Dabei wird innerhalb eines Zeitschritts zunächst das strömungsmechanische Gleichungssystem gelöst. Anschließend werden aus deren Lösung die für die Struktur relevanten Kräfte  $F$  zum aktuellen Zeitschritt  $n$  bestimmt und daraufhin die resultierende Strukturbewegung ermittelt. Abschließend wird anhand der Gitterposition der momentane Verlustbeiwert  $\zeta_1$  berechnet, welcher im darauf folgenden Zeitschritt bei der Berechnung der Strömungssituation berücksichtigt wird.

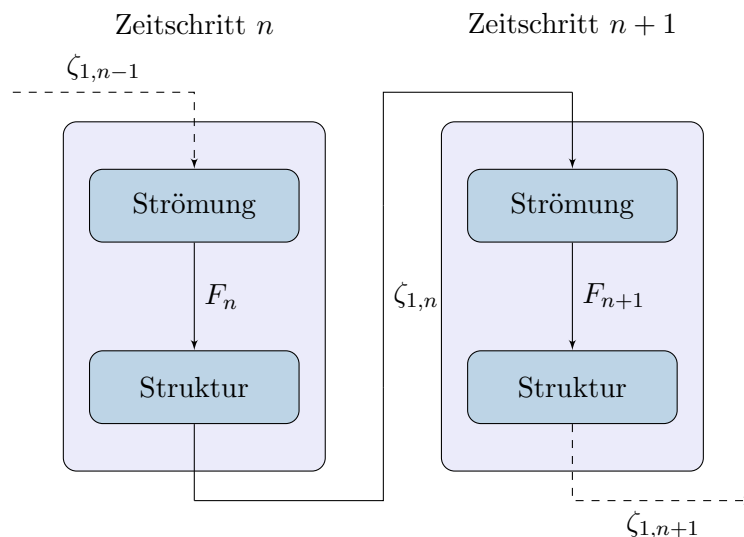


Abb. 8.20: Partitioniertes Verfahren mit schwacher Kopplung zur Simulation einer adaptiven und passiven PDE

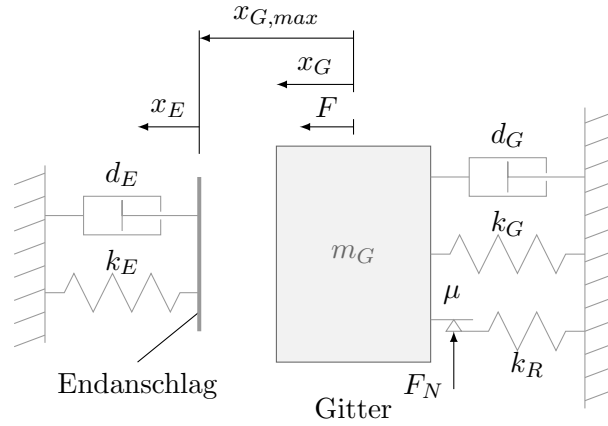


Abb. 8.21: Ersatzmodell der beweglichen Gitterstruktur für die FSI mit zusätzlicher Wegbegrenzung

Die Lösung des Strömungsverhaltens erfolgt gemäß dem bereits vorgestellten Charakteristikenverfahren sowie den Erhaltungsgleichungen der lokalen Übergangsbedingungen, vgl. Abs. 8.3. Die verwendeten Erhaltungsgleichungen für die adaptive und passive PDE entsprechen den bereits vorgestellten Gleichungen für eine Übergangsbedingung zwischen zwei Elementen. Die einzige Unterscheidung stellt der veränderliche Verlustbeiwert dar, welcher für jeden neuen Zeitschritt  $n + 1$  über die FSI neu ermittelt werden muss. Die relevante Ersatzlänge  $l_E$  hingegen kann aufgrund der in Abs. 5.2.1 getroffenen Annahmen und den Abmessungen von Gitterkombination B4 mit  $l_E = 13 \text{ mm}$  nach Gl. 5.7 konstant bleiben.

Das strukturdynamische Verhalten wird über das bereits vorgestellte Ersatzmodell (vgl. Abs. 8.1.1) abgebildet. Im Gegensatz zu den strukturdynamischen Untersuchungen mit dem Schwingerregger wird im Betrieb der PDE der gesamte Bewegungsbereich ausgenutzt. Die Auslenkung der Gitterstruktur wird durch den Zylinder des Kolbens begrenzt. Um diese Begrenzung der Gitterbewegung zu berücksichtigen, wird das strukturdynamische Modell angepasst, **Abb. 8.21**.

Die Ankopplung des Schwingerreggers an die bewegliche Gitterstruktur über die Steifigkeitskomponente  $k_F$  entfällt hierbei. Zur Abbildung der Begrenzung wird ein Endanschlag mit einer erhöhten Steifigkeit  $k_E$  und einer zusätzlichen Dämpfung  $d_E$  implementiert. Sofern die Auslenkung der Gitterstruktur  $x_G$  die maximale Auslenkung  $x_{G,max} = 2,4 \text{ mm}$  übersteigt, werden die zusätzlichen Steifigkeits- und Dämpfungsterme in der DGL der Strukturbewegung (Gl. 8.1) berücksichtigt:

$$\text{zusätzliche Steifigkeitskomponente:} \quad F_{k_E} = k_E \cdot (x_G - x_{G,max}) \quad x_G \in [x_{G,max}, \infty] \quad (8.53)$$

$$\text{zusätzliche Dämpfungskomponente:} \quad F_{d_E} = d_E \cdot \dot{x}_G \quad x_G \in [x_{G,max}, \infty] \quad (8.54)$$

Eine Begrenzung der Bewegung für Auslenkungen  $x_G < 0 \text{ mm}$  wird nicht implementiert.

Zur Lösung der Bewegungsgleichung wird analog zu den numerischen strukturdynamischen Untersuchungen das Verfahren zur Reduktion der Ordnung angewendet und das DGL-System 1. Ordnung anschließend über das klassische Runge-Kutta-Verfahren gelöst (vgl. Abs. 8.1.1). Im Gegensatz zur

Wegerregung über den Schwingerreger werden hier die Kolben-  $F_K$  und Gitterkräfte  $F_G$  aus der Strömungssimulation als Anregung vorgegeben.

Die adaptiven Kräfte werden für jeden Zeitschritt  $n$  über die lokalen Zustandsgrößen an den beiden benachbarten Elementen gemäß Gl. 5.15 für die Kolbenkraft und Gl. 5.17 für die Gitterkraft bestimmt. Der für die Interaktion zu berücksichtigende Verlustbeiwert  $\zeta_1$  wird für jeden Zeitschritt aus der errechneten Gitterposition  $x_G$  nach Gl. 7.4 für Gitterkombination B4 ( $\zeta_0 = 9,84$ ,  $\zeta_x = 8,34 \text{ mm}^{-1}$ ) bestimmt. Für mögliche Auslenkungen  $x_G < 0 \text{ mm}$  wird hier eine Begrenzung des Verlustbeiwerts auf  $\zeta_1 = \zeta_0$  berücksichtigt.

### 8.6.2 Simulationsmodell Gasmengenversuchsstand

Um das Betriebsverhalten der adaptiven und passiven PDE abzubilden, muss neben einer geeigneten Übergangsbedingung auch ein geeignetes Modell der Messstrecke erstellt werden. Der Aufbau der Messstrecke ist so gewählt worden, dass diese von der restlichen Anlage akustisch entkoppelt wird. Der Modellierungs- und Berechnungsaufwand kann dadurch auf den Abschnitt vom Eintritt in den Pulsationsgenerator bis zum Ausströmen der Messstrecke in den Pulsationsbehälter auf der Saugseite des Drehkolbengebläses reduziert werden, **Abb. 8.22**.

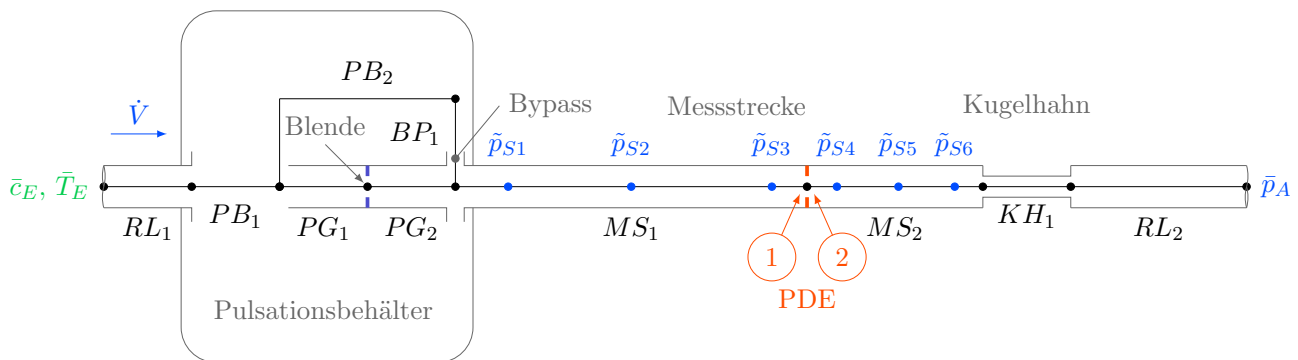


Abb. 8.22: Verwendetes 1D-Simulationsmodell zur Abbildung des Betriebsverhaltens der PDE im GMVS - Abmessungen siehe Anhang A.5

Um das akustische Verhalten des Pulsationsgenerators abzubilden, wird dieser über mehrere Elemente modelliert. Die wesentlichen abzubildenden Eigenschaften sind das Behältervolumen, die rotierende Blende und die Zuströmung über den radialen Bypass. Während das Behältervolumen über die beiden Elemente  $PB_1$  und  $PB_2$  abgebildet wird, stellt das Element  $BP_1$  eine Querschnittsverengung gemäß der Zylinderfläche der radialen Bypassöffnung dar, vgl. Abb. 6.4. Um die durch die rotierende Blende induzierte Anregung nachzubilden, wird eine modifizierte Übergangsbedingung implementiert. Diese basiert ebenfalls auf den drei Erhaltungsgleichungen, besitzt jedoch einen veränderlichen Verlustbeiwert. Dieser wird über einen Carnot-Stoß [Tru08] anhand des harmonischen Flächenverlaufs (Gl. 8.55)

der freien Strömungsquerschnittsfläche in der Blendenebene abgeleitet, **Abb. 8.23**. Um den Druckverlust auf die Zuströmbedingungen zu beziehen, wird erneut von einer inkompressiblen Strömung bis in den engsten Querschnitt ausgegangen.

Die äquivalente Ersatzlänge für die Trägheit im engsten Querschnitt wird über eine Konstante von  $l_E = 70$  mm abgebildet, welches dem äquivalenten Durchmesser der maximalen Querschnittsfläche entspricht. Die Untersuchung des bereits messtechnisch erfassten Frequenzbereichs von 0 bis 60 Hz wird hier ebenfalls über eine Frequenzrampe für die Drehfrequenz der Blende mit einer Steigung von 0,25 Hz/s realisiert.

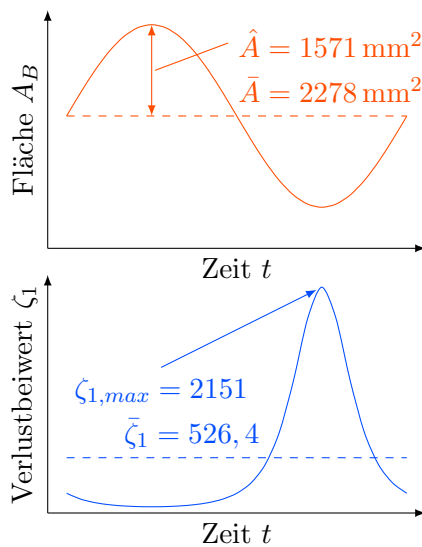


Abb. 8.23: Flächen- und Verlustbeiwertverlauf des Pulsationsgenerators

Harmonischer Flächenverlauf des freien Strömungsquerschnitts in der Blende:

$$A_B = \bar{A} + \hat{A} \cdot \sin(2\pi ft) \quad (8.55)$$

Verlustbeiwert gemäß Carnot-Stoß mit Bezug auf den Strömungsquerschnitt in der Blende:

$$\zeta_B = \left(1 - \frac{A_B}{A_{PG_2}}\right)^2 \quad (8.56)$$

Verlustbeiwert bezogen auf den Rohrleitungsquerschnitt der Zuströmung ( $A_{PG_1} = A_{PG_2}$ ):

$$\zeta_1 = \left(\frac{A_{PG_1}}{A_B} - 1\right)^2 \quad (8.57)$$

Für die Verbindung der Strömung durch die rotierende Blende mit dem Bypass und dem Eintritt in die Messstrecke wird auf die Übergangsbedingung für mehr als zwei Elemente zurückgegriffen. Die Messstrecke ist in zwei Elemente  $MS_1$  und  $MS_2$  unterteilt, welche über die Übergangsbedingung der adaptiven und passiven PDE miteinander verbunden sind. Des Weiteren wurden hier lokale Messpunkte berücksichtigt, um einen Vergleich mit den messtechnisch erfassten Druckpulsationen zu ermöglichen. Der anschließende Kugelhahn  $KH_1$  wird über eine starke Querschnittsverengung sowie den daraus resultierenden Strömungsverlusten abgebildet. Abschließend wird der letzte Rohrleitungsabschnitt  $RL_2$  bis zum Ausströmen in den Pulsationsbehälter auf der Saugseite des Drehkolbengebläses abgebildet. Die geometrischen Abmessungen und berücksichtigten Verlustbeiwerte sind für die einzelnen Elemente in Anhang A.5 aufgeführt.

Die Randbedingungen des Modells können über konstante Größen vorgeschrieben werden, da der im System abgebildete Pulsationsgenerator der akustischen Anregung entspricht. Am Eintritt wird eine konstante Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{c}_E$  sowie die Einströmtemperatur  $\bar{T}_E$  und am Austritt ein konstanter Druck  $\bar{p}_A$  vorgeschrieben.

### 8.6.3 Vergleich mit Messergebnissen

Um das erstellte Modell zu validieren, wird zunächst das akustische Verhalten der Messstrecke ohne installierte PDE sowie mit der PDE als statisches Drossелеlement untersucht. Dabei wird auf die Betrachtungen der Einfügungsdämpfung zurückgegriffen, da diese aufgrund der breitbandigen Anregung eine differenziertere Datenbasis für den Modellabgleich zur Verfügung stellt. Um Diskretisierungseinflüsse auf das Ergebnis zu minimieren, ist eine Netzstudie durchgeführt worden und anschließend eine für die nachfolgenden Untersuchungen festgelegte Diskretisierung gewählt worden - örtliche Schrittweite  $\Delta x = 0,01$  m und Zeitschritt  $\Delta t = 0,01$  ms.

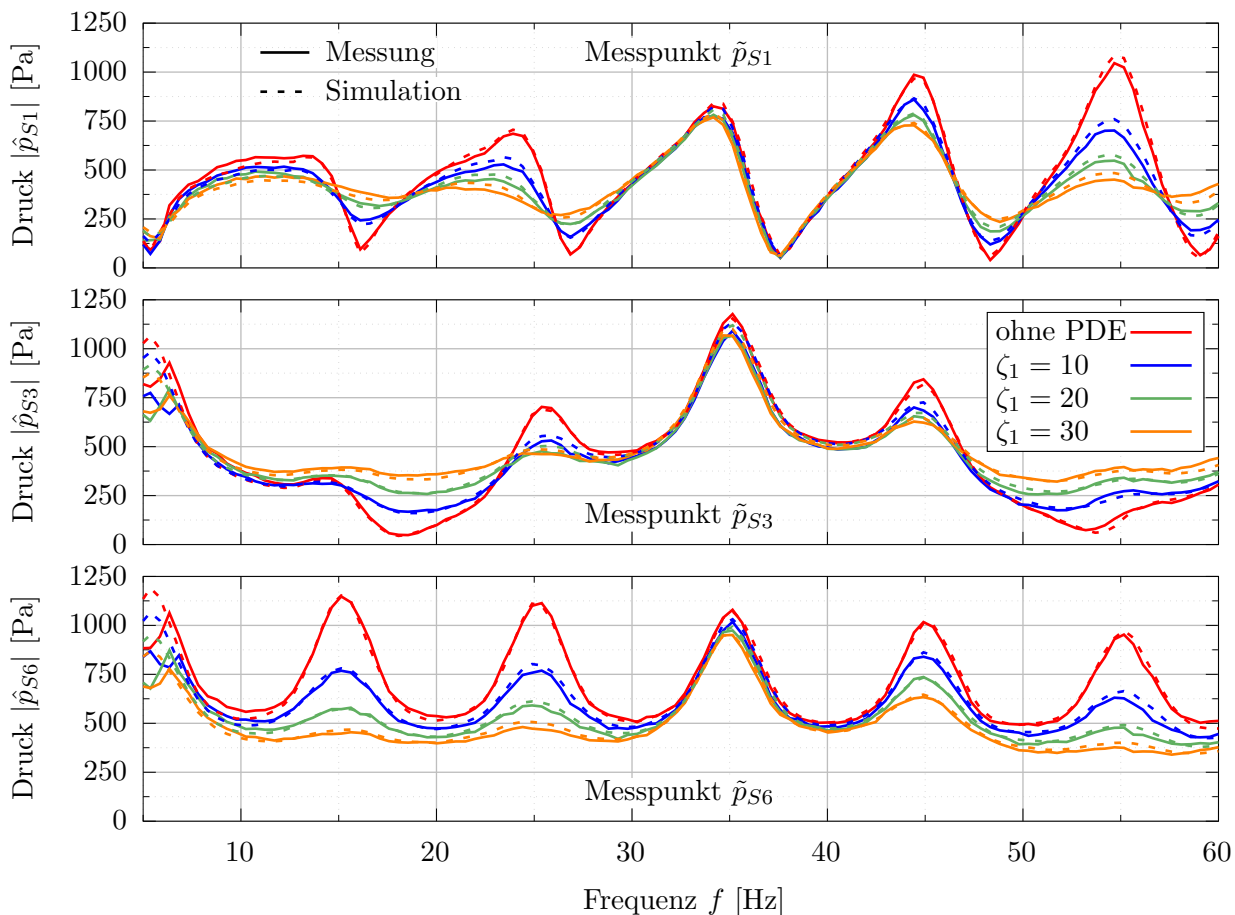


Abb. 8.24: Spektraler Vergleich der gemessenen und simulierten Druckamplituden der Versuchsreihen ohne und mit PDE als statische Drossel ( $\alpha_{BP} = 0,19$ ,  $\bar{c}_E = 8,65$  m/s,  $\bar{\vartheta}_E = 26$  °C,  $\bar{p}_A = 138$  kPa)

**Abb. 8.24** zeigt die spektralen Amplituden der gemessenen und simulierten Druckschwankungen an den Messpunkten  $\tilde{p}_{S1}$ ,  $\tilde{p}_{S3}$  und  $\tilde{p}_{S6}$ . Die spektralen Verläufe bestätigen die sehr gute Eignung des implementierten Charakteristikenverfahrens zur Abbildung des instationären Verhaltens in der Versuchseinrichtung. Anschließend wird nun die Abbildungsgüte der Übergangsbedingung zur Reproduktion des Betriebsverhaltens der adaptiven und passiven PDE überprüft.



Zur Abbildung des strömungsmechanischen Einflusses der adaptiven und passiven PDE mit Gitterkombination  $B4$  wird auf die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen (Tab. 7.1) zurückgegriffen. Für die Übertragung der adaptiven Kräfte werden die Ergebnisse der Einflussparameter für die Gitterkräfte (Abb. 7.12) und die bekannte Kolbenfläche berücksichtigt.

Parameter	Wert
$d_E$	100 Ns/m
$d_G$	2,05 Ns/m
$k_E$	500 kN/m
$k_G$	10 kN/m
$k_R$	200 kN/m
$m_G$	0,084 kg
$\mu$	0,5
$F_{N,0}$	1 N
$F_{N,x}$	0 N/m
$n$	4

Tab. 8.3: Verwendete Parameter für das Strukturmodell  $B$  in der Simulation

Die gewählten Modellparameter (Strukturmodell  $B$ , Tab. 8.3) der strukturdynamischen Eigenschaften werden weitestgehend aus den Untersuchungen der Strukturdynamik übernommen. Lediglich die Masse der Gitterstruktur  $m_G$  wird angepasst und die Abhängigkeit der Reibkraft  $F_N$  von der Auslenkung  $x_G$  wird vernachlässigt, da diese mit zunehmenden Pulsationsfrequenzen zu instabilen numerischen Effekten geführt hat. Diese lassen sich durch eine feinere Diskretisierung beheben, welches jedoch inakzeptable Berechnungszeiten zur Folge hat. Ein Vergleich bei niedrigen Pulsationsfrequenzen hat zudem gezeigt, dass der Einfluss auf die Gitterbewegung und das pulsationsdämpfende Verhalten relativ gering ist und teilweise durch die Endanschläge kompensiert wird. Die zusätzliche Steifigkeit  $k_E$  und die Dämpfungskonstante  $d_E$  für den Endanschlag werden um den Faktor 50 größer als die Gitterparameter gewählt.

Um das simulierte Betriebsverhalten mit den Messergebnissen zu vergleichen, werden in **Abb. 8.25** die hin- und rücklaufenden Wellenanteile als Referenz für das Schallfeld und die mittlere Gitterposition  $\bar{x}_G$  sowie die Bewegungsamplitude  $\hat{x}_G$  dargestellt. Für die Bewegung wird neben der Amplitude zusätzlich die auf die vorderseitige Druckschwankung  $\hat{p}_1$  bezogene Phase mit dargestellt.

Die Verläufe der akustischen Größen und der Gitterbewegung zeigen eine gute Übereinstimmung der messtechnisch erfassten Größen mit den Simulationsergebnissen. Die hin- und rücklaufenden Schallwellen vor sowie hinter der adaptiven und passiven PDE zeigen über den gesamten Bereich eine sehr gute Übereinstimmung. Lediglich bei der 55 Hz Resonanz kommt es zu deutlichen Abweichungen.

Die hohe Abbildungsgüte wird maßgeblich durch die korrekte Wiedergabe der Gitterbewegung realisiert, da diese den akustischen Einfluss durch die PDE charakterisiert. Hier zeigt sich eine sowohl qualitativ als auch quantitativ gute Übereinstimmung. Neben den Beträgen der Bewegungsamplitude wird insbesondere der Phasengang der Gitterbewegung über den gesamten Messbereich gut wiedergegeben. Analog zu den messtechnischen Ergebnissen liegen auch für die Simulationsergebnisse keine Gitterbewegungen im Bereich des Geschwindigkeitsknotens bei 37 Hz vor. Lediglich die mittlere Gitterposition weicht mit einem mittleren Offset von  $\Delta x_G \approx 0,2 \text{ mm}$  leicht von den Messergebnissen ab. Diese

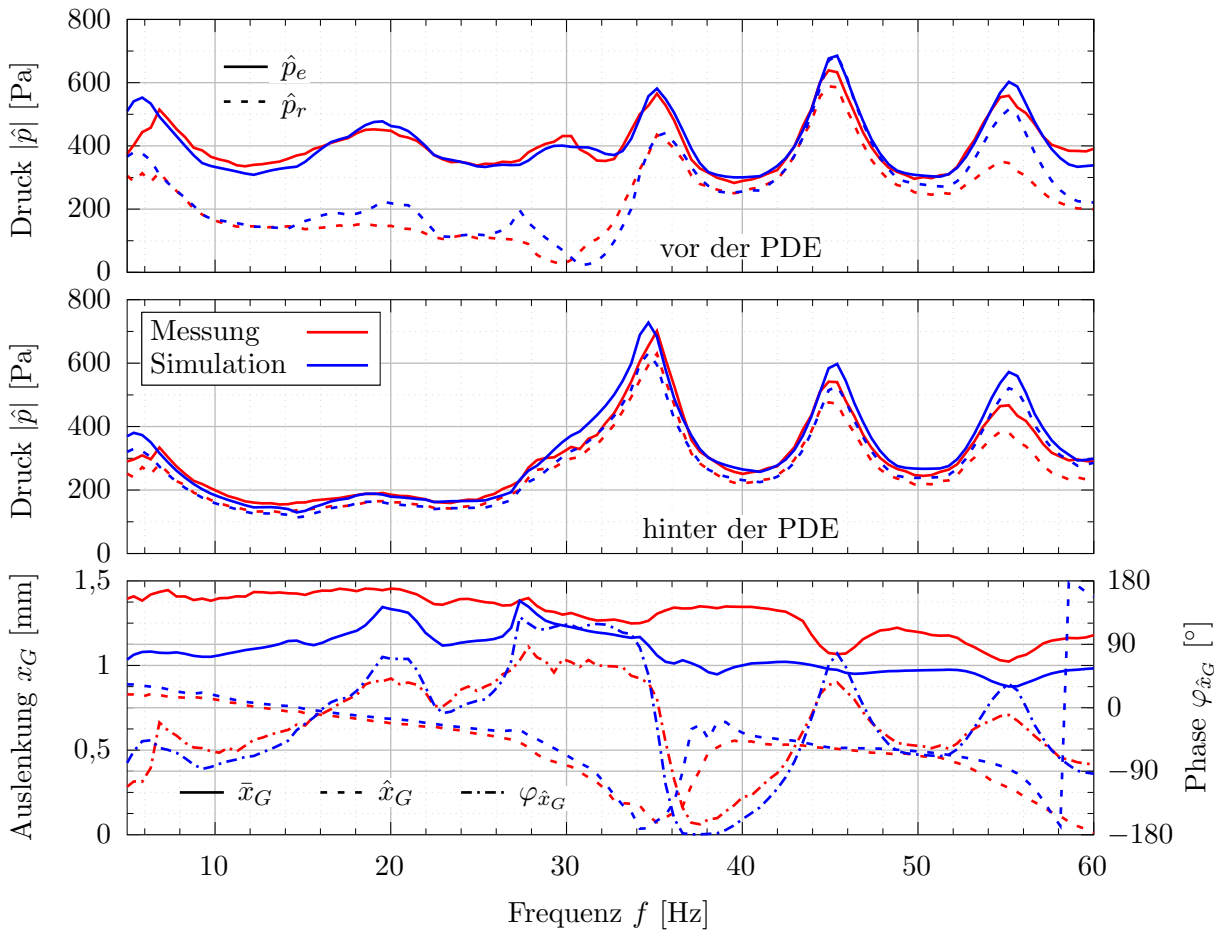


Abb. 8.25: Hin- und rücklaufende Schallwellen vor und hinter der PDE sowie Gitterbewegung über der Frequenz als Vergleich zwischen den Messungen und den Simulationsergebnissen (Gitterkombination  $B4$ ,  $l_{BF} = 53$  mm,  $x_0 = -0,5$  mm,  $\alpha_{BP} = 0,19$ ,  $\bar{c}_E = 8,65$  m/s,  $\bar{\vartheta}_E = 26$  °C,  $\bar{p}_A = 136$  kPa, Strukturmodell  $B$ )

Abweichung ist ebenfalls auf die bereits festgestellten Abweichungen zwischen der gemessenen mittleren Druckdifferenz über dem Kolben und den bei dem statischen Kräftegleichgewicht getroffenen Annahmen über den bleibenden Druckverlust (Gl. 5.19) zurückzuführen. Analog zu einer Blendenströmung liegt hier lokal ein größerer Wirkdruck als der bei der Simulation berücksichtigte bleibende Druckverlust vor, vgl. [DIN04b].

Anhand der Reproduktion der Messergebnisse für die Einfügungsdämpfung kann der verwendete Modellierungsansatz ohne Einschränkungen für weiterführende Untersuchungen genutzt werden. Da insbesondere die Steifigkeits- und Dämpfungskomponente des Endanschlags  $k_E$  und  $d_E$  auf nicht verifizierten Annahmen basieren, ist deren Einfluss auf das Systemverhalten untersucht worden. Für eine Variation der beiden Komponenten von 10% bis 1000% gegenüber den getroffenen Annahmen, konnten keine signifikanten Einflüsse festgestellt werden. Für weiterführende Betrachtungen wird die Steifigkeit und die Dämpfungskonstante des Endanschlags jeweils um den Faktor 50 größer als die Parameter der Gitterkontur  $k_G$  und  $d_G$  gewählt.

## 8.7 Untersuchung von Einsatzgrenzen

Nachfolgend wird das Dämpfungsverhalten einer adaptiven und passiven PDE für unterschiedliche Einsatzbereiche mit statischen Drosselementen verglichen. Um einen vorteilhaften Einsatzbereich abzugrenzen, wird auf die Eigenschaften des Prototypen der adaptiven und passiven PDE zurückgegriffen. Dadurch können universelle Aussagen zum Einsatz der aktuell verfügbaren Ausführung der adaptiven und passiven PDE bei unterschiedlichen akustischen Ausgangssituationen abgeleitet werden. Die Einflüsse von Optimierungsansätzen zur Ausführung der adaptiven und passiven PDE werden zu einem späteren Zeitpunkt diskutiert (siehe Abs. 9.1).

Im Rahmen der Betrachtungen zur idealen Pulsationsdämpfung (vgl. Abs. 8.5) ist bereits der Einfluss der betriebspunktbeschreibenden Parameter - Mach-Zahl  $Ma_1$ , Pulsationsindex  $I_{c,1}$  und Strouhal-Zahl  $Sr_1$  - untersucht worden. Die Strouhal-Zahl  $Sr_1$  besitzt im untersuchten Frequenzbereich keinen Einfluss auf das hergeleitete Funktionsprinzip (adaptiver akustischer Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a} = 1$ ) und das entsprechende Dämpfungsverhalten. Die Abhängigkeit des Funktionsprinzips von der Mach-Zahl  $Ma_1$  und dem Pulsationsindex  $I_{c,1}$  ist unter praxisnahen Rahmenbedingungen von Rohrleitungsströmungen mit niedrigen Mach-Zahlen und moderaten Pulsationsindizes ebenfalls vernachlässigbar. Auf eine erneute Variation dieser Kennzahlen wird hier daher verzichtet.

Im Folgenden werden die für das sich einstellende Wellenbild innerhalb eines Rohrleitungsabschnitts verantwortlichen Kennzahlen - rel. Helmholtz-Zahl  $He_{rel}$  und Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_2$  - näher untersucht. Zur Bewertung der Untersuchungen werden sowohl die funktionsbeschreibende Kennzahl - der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a}$  - als auch die sich einstellenden ergebnisbeschreibenden Kennzahlen - das rel. Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,E}$  und der rel. Druckverlust  $\Delta p_{rel}$  betrachtet. Der adaptive akustische Verlustbeiwert wird von den in Gl. 5.30 enthaltenen Parametern beeinflusst. Diese sind bis auf das Übertragungsverhalten  $\hat{H}_{F_1-F_{ges}}$  der theoretischen Druckkraft ( $\tilde{F}_1 = \tilde{p}_1 \cdot A_K$ ) auf die tatsächliche adaptive Kraft ( $\tilde{F}_{ges}$ ) bekannt. Dessen Abhängigkeit von den Randbedingungen wird hier daher ebenfalls betrachtet.

### 8.7.1 Simulationsmodell

Zur Untersuchung der Einsatzgrenzen wird das nachfolgend beschriebene 1D-Modell verwendet. Dieses besteht aus drei aufeinanderfolgenden Rohrleitungselementen, **Abb. 8.26**. Zwischen den ersten beiden Elementen wird auf die validierte Übergangsbedingung der adaptiven und passiven PDE zurückgegriffen. Zwischen den letzten beiden Elementen wird ein Querschnittsprung berücksichtigt, welcher zu einer definierten Teilreflektion der eintreffenden Schallwellen führt (vgl. [Mö12]). Die Reflektionscharakteristik am Eintritt wird nicht variiert, da diese nur die Schwankungsintensität beeinflusst und keinen Einfluss auf das Wellenbild besitzt.

Längenabmessungen			Querschnittsänderungen		
$l_{RL_1} + l_{RL_2}$	$\lambda$	$He_{rel}$	$\alpha_Q$	$ \hat{r}_{Q,th} $	$\varphi_{\hat{r}_{Q,th}}$
16 m	4/4	1,00	1,00	0,00	180 °
17 m	4,25/4	0,75	1,66	0,25	180 °
18 m	4,5/4	0,50	3,00	0,50	180 °
19 m	4,75/4	0,25	7,00	0,75	180 °
20 m	5/4	0,00	19,0	0,90	180 °

Tab. 8.4: Übersicht der verwendeten Modellgeometrien und die aus den Randbedingungen resultierenden akustischen Kennzahlen ( $\bar{a} = 320$  m/s,  $f = 20$  Hz)

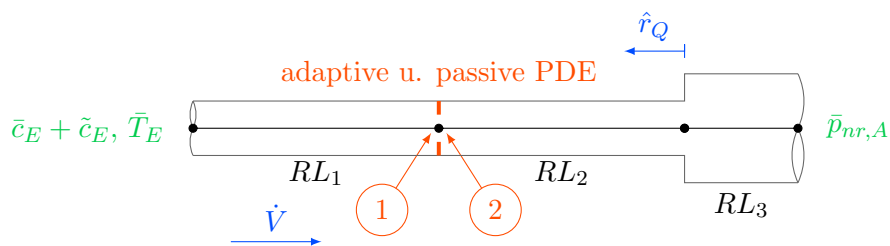


Abb. 8.26: Verwendetes Modell zur Bestimmung von Einflussgrößen für den Einsatz der adaptiven und passiven PDE

Als Randbedingungen werden am Eintritt eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit von  $\bar{c}_E = 10$  m/s mit überlagerter Schnelle von  $\hat{c}_E = 0,5$  m/s sowie eine Eintrittstemperatur von  $\vartheta_E = -18,4$  °C und am Austritt ein reflektionsfreies Ende mit einem mittleren Druck von  $\bar{p}_{nr,A} = 1,85$  MPa vorgegeben. Die Anregungsfrequenz der Schnelle beträgt jeweils  $f = 20$  Hz. Die mittlere temperaturabhängige isentrope Schallgeschwindigkeit liegt bei  $\bar{a} = 320$  m/s. Daraus folgt eine akustische Wellenlänge von  $\lambda = 16$  m. Die Rohrleitungslänge für den zu untersuchenden Rohrleitungsabschnitt ( $l_{RL} = l_{RL_1} + l_{RL_2}$ ), bei der sich akustische Resonanzen einstellen, liegt aufgrund der eintrittsseitig akustisch geschlossen wirkenden Geschwindigkeitsvorgabe und der austrittseitigen Querschnittszunahme (akustisch offen) bei:

$$l_{Resonanz} = \frac{2 \cdot N - 1}{4} \cdot \lambda \quad \text{mit } N \in \mathbb{N} \tag{8.58}$$

In Kombination mit den gewählten Gesamtlängen  $l_{RL}$  des aus Element  $RL_1$  und  $RL_2$  bestehenden Rohrleitungsabschnitts ergeben sich die in **Tab. 8.4** links aufgeführten relativen Helmholtz-Zahlen  $He_{rel}$ . Die Länge von Element  $RL_3$  bleibt mit 1 m konstant.

Der Durchmesser der Rohrleitungselemente  $RL_1$  und  $RL_2$  beträgt jeweils 0,2 m. Der Durchmesser für das Rohrleitungselement  $RL_3$  wird gemäß den gewünschten Reflektionskoeffizienten  $\hat{r}_{Q,th}$  variiert, siehe Flächenverhältnisse  $\alpha_Q$  in Tab. 8.4 rechts. Durch Kombination der relativen Helmholtz-Zahlen mit den unterschiedlichen rückseitigen Reflektionskoeffizienten ( $|\hat{r}_2| \approx |\hat{r}_Q|$ ) ergeben sich bereits 25 unterschiedliche Ausgangssituationen.

Neben den Abmessungen und akustischen Eigenschaften des Rohrleitungsabschnitts wird für die Untersuchungen mit adaptiver und passiver PDE auch deren Einbauposition variiert. Dazu wird die Länge von Element  $RL_2$  in äquidistanten Abständen von 0,25 m bei gleichbleibender Gesamtlänge ( $l_{RL} = l_{RL_1} + l_{RL_2}$ ) von  $l_{RL_2} = 0,25$  m auf  $l_{RL_2} = 8,0$  m erhöht. Durch diese Variation kann die Abhängigkeit des Dämpfungsverhaltens von der Einbauposition untersucht werden, welches über die Phase  $\varphi_{\hat{r}_2}$  des rückseitigen Reflektionskoeffizienten  $\hat{r}_2$  unmittelbar hinter der PDE beschrieben wird (bspw.  $\varphi_{\hat{r}_2}(l_{RL_2} = 0,25 \text{ m}) = 169^\circ$ ,  $\varphi_{\hat{r}_2}(l_{RL_2} = 4,0 \text{ m}) = 0^\circ$  und  $\varphi_{\hat{r}_2}(l_{RL_2} = 8,0 \text{ m}) = -180^\circ$ ). Eine Phase des Reflektionskoeffizienten von  $\varphi_{\hat{r}_2} = 0^\circ$  charakterisiert ein lokales Maximum der Druckschwankungen, während eine Phase von  $\varphi_{\hat{r}_2} = 180^\circ$  einem lokalen Maximum der Geschwindigkeitsschwankungen entspricht. Um eine bessere Zuordnung der Modellparameter zu den betriebspunktbeschreibenden Einflussgrößen herstellen zu können, sind diese in **Abb. 8.27** mit Bezug auf die Modellgeometrien für unterschiedliche Ausgangssituationen qualitativ dargestellt. Die exemplarisch dargestellten Einhüllenden von Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen basieren auf einer Vollreflektion am Querschnittsprung mit  $\hat{r}_Q = 1$ , wodurch die Schwankungsamplituden in den Knotenpunkten zu Null werden. Anhand der exemplarisch aufgeführten Rohrleitungslängen wird ersichtlich, dass bei einer rel. Helmholtz-Zahl von  $He_{rel} = 0$  die lokale Geschwindigkeitsanregung  $\hat{c}_E$  deutlich verstärkt wird, während bei einer rel. Helmholtz-Zahl von  $He_{rel} = 1$  hingegen keine Verstärkung auftritt. Zudem ist der von der rel. Helmholtz-Zahl unabhängige Phasengang für den rückseitigen Reflektionskoeffizienten unmittelbar hinter der PDE mit dargestellt.

Für die nachfolgenden Ergebnisse der numerischen Simulationen mit und ohne adaptiver und passiver PDE wurde jeweils eine räumliche Schrittweite von  $\Delta x = 0,01$  m und ein numerischer Zeitschritt von  $\Delta t = 0,01$  ms gewählt.

### 8.7.2 Ausgangssituation

Um den Einfluss der adaptiven und passiven PDE auf eine zu dämpfende Ausgangssituation zu untersuchen, wird zunächst das akustische Verhalten des Modells ohne Dämpfungsmaßnahmen betrachtet. Dazu wird anstatt der Übergangsbedingung für die adaptive und passive PDE eine durchgehende Rohrleitung für die beiden Elemente  $RL_1$  und  $RL_2$  verwendet.

Zur Ableitung universeller Aussagen werden alle in Tab. 8.4 aufgelisteten Längenabmessungen mit den ebenfalls aufgelisteten Querschnittsänderungen kombiniert. Für die Bewertung des sich einstellenden Pulsationsniveaus in Abhängigkeit von den beiden Einflusskenngrößen ( $He_{rel}$  und  $\hat{r}_2$ ) wird im Folgenden der Verstärkungsfaktor  $V$  betrachtet. Dieser bezieht das maximale Pulsationsniveau  $\hat{p}_{max}$  in dem Rohrleitungsabschnitt ( $RL_1$  und  $RL_2$ ) auf die Anregung durch die eintrittseitigen Geschwindigkeitsschwankungen  $\hat{c}_E$ :

$$V = \frac{\hat{p}_{max}}{Z \cdot |\hat{c}_E|} \quad (8.59)$$

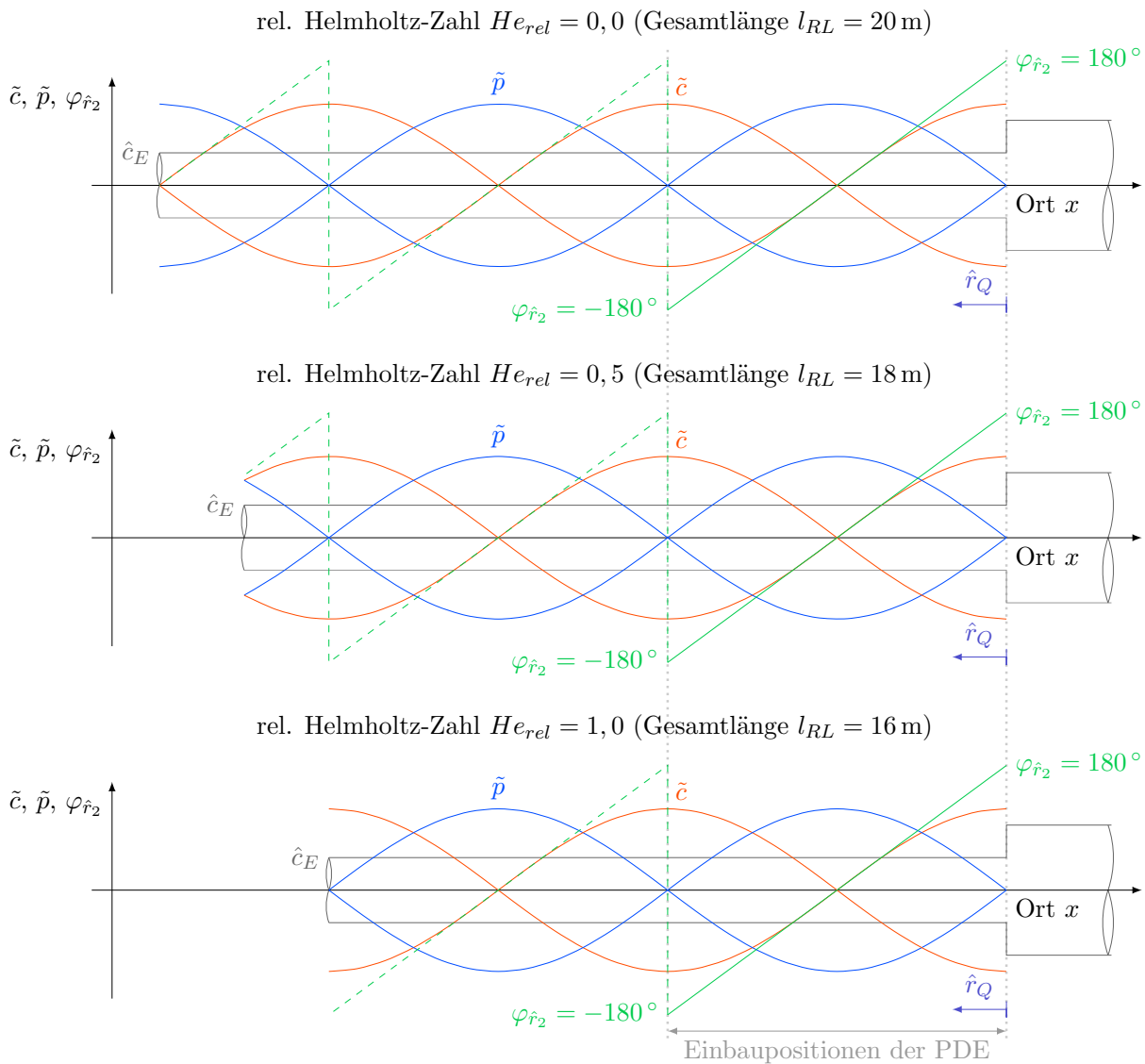


Abb. 8.27: Qualitative Darstellung der Einhüllenden von Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen  $\tilde{p}$  und  $\tilde{c}$  sowie der Verlauf der Phase des Reflektionskoeffizienten  $\varphi_{\hat{r}_2}$  unmittelbar hinter der PDE für die untersuchten Einbaupositionen und unterschiedlichen rel. Helmholtz-Zahlen für das numerische Modell (siehe Abb. 8.26)

Auf Basis der ebenen Wellentheorie (vgl. [Mey79]) kann der zu erwartende Verstärkungsfaktor unter der Annahme vernachlässigbarer Dämpfungseinflüsse analytisch bestimmt werden. Das maximale Pulsationsniveau  $\hat{p}_{max}$  kann über die hinlaufende Schallwelle  $\hat{p}_e$  und den Reflektionskoeffizienten  $\hat{r}_Q$  ausgedrückt werden:

$$\hat{p}_{max} = |\hat{p}_e| + |\hat{p}_r| = |\hat{p}_e| \cdot (1 + |\hat{r}_Q|) \quad (8.60)$$

Die Geschwindigkeitsanregung kann unter Berücksichtigung der Gesamtlänge des Rohrleitungsschnitts  $l_{RL}$  in ähnlicher Weise über die hinlaufende Schallwelle  $\hat{p}_e$  und den Reflektionskoeffizienten  $\hat{r}_Q$  beschrieben werden.

$$\hat{c}_E = \frac{\hat{p}_e}{Z} \cdot \left( 1 - \hat{r}_Q \cdot e^{i2k(l_{RL1} + l_{RL2})} \right) \quad (8.61)$$

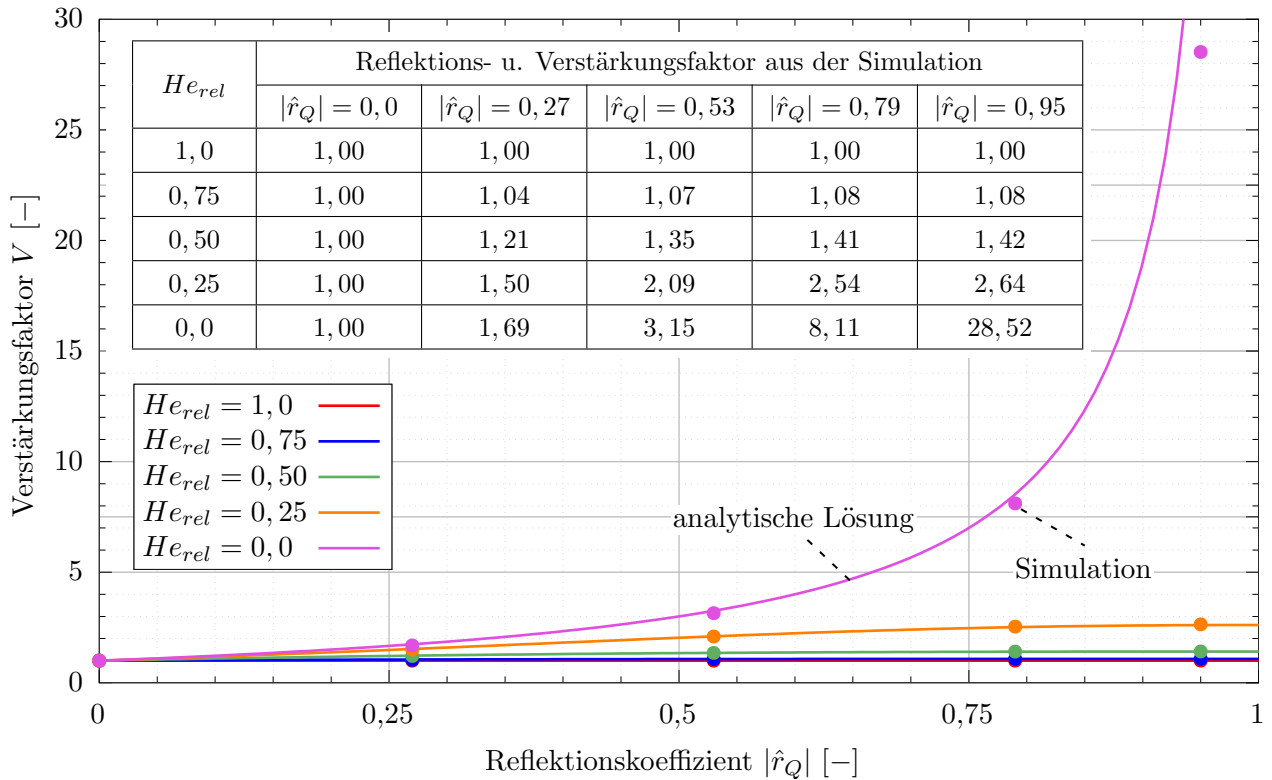


Abb. 8.28: Grafische Darstellung der analytischen reibungsfreien Lösung für den Verstärkungsfaktor und der numerischen Ergebnisse aus der 1D-Strömungssimulation ( $\bar{c}_E = 10 \text{ m/s}$ ,  $\hat{c}_E = 0,5 \text{ m/s}$ ,  $f = 20 \text{ Hz}$ ,  $\vartheta_E = -18,4^\circ \text{C}$ ,  $\bar{p}_{nr,A} = 1,85 \text{ MPa}$ )

Abschließend können die beiden Ausdrücke aus Gl. 8.60 und Gl. 8.61 in den Ausdruck für den Verstärkungsfaktor aus Gl. 8.59 eingesetzt werden:

$$V = \frac{1 + |\hat{r}_Q|}{\left| \left( 1 - \hat{r}_Q \cdot e^{i2k(l_{RL1} + l_{RL2})} \right) \right|} \quad (8.62)$$

Die analytischen Lösungen sowie die numerischen Ergebnisse für den Verstärkungsfaktor sind in **Abb. 8.28** für die unterschiedlichen relativen Helmholtz-Zahlen  $He_{rel}$  über dem Reflektionskoeffizienten dargestellt. Die numerischen Ergebnisse (Punkte) zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit dem analytischen Ansatz (Linien). Lediglich bei sehr großen Schwankungsgrößen kommt es zu Abweichungen, welche auf die Dämpfung zurückzuführen sind. Des Weiteren liegen die sich einstellenden Reflektionskoeffizienten leicht oberhalb der analytischen Auslegung über die Querschnittsprünge, welches auf die in der analytischen Lösung nicht berücksichtigte Mach-Zahl der Strömung zurückzuführen ist (vgl. Gl 8.51).

### 8.7.3 Dämpfungsverhalten

Um das Dämpfungsverhalten der adaptiven und passiven PDE zu bewerten, wird dieses nachfolgend mit dem Dämpfungsverhalten einer statischen Drossel auf Basis der vorgestellten Ausgangssituationen

verglichen. Analog zu den messtechnischen Untersuchungen wird die adaptive und passive PDE in der Konfiguration mit Gitterkombination  $B4$  und offener Kolbenkonfiguration  $oK$  betrachtet. Dementsprechend werden für die strömungsmechanischen Parameter (Verlustbeiwert in Nullposition  $\zeta_0$  und Verlustbeiwertgradient  $\zeta_x$ ) die Ergebnisse aus Tab. 7.1 verwendet. Die für die adaptiven Kräfte relevanten Eigenschaften - Kolbenfläche  $A_K$ , Einflussfaktor  $\beta_G$  und die Fläche für die Gitterkräfte  $A_{G,F}$  (vgl. Abb. 7.12) - werden ebenfalls übernommen.

Parameter	Wert
$d_E$	2000 Ns/m
$d_G$	20,5 Ns/m
$k_E$	10 000 kN/m
$k_G$	200 kN/m
$k_R$	4000 kN/m
$m_G$	0,084 kg
$\mu$	0,5
$F_{N,0}$	1 N
$F_{N,x}$	0 N/m
$n$	4

Tab. 8.5: Verwendete Parameter für das Strukturmodell  $C$  in der Simulation

Die strukturdynamischen Eigenschaften werden hingegen modifiziert (Strukturmodell  $C$ , **Abb. 8.5**). Die Randbedingungen führen zu einem gegenüber den messtechnischen Untersuchungen ca. zwanzigfach höheren dynamischen Druck  $p_{dyn,1}$  der Zuströmung. Daher wird eine um Faktor 20 höhere Federsteifigkeit von  $k_G = 200$  kN/m für Gitterkombination  $B4$  gewählt, um eine geeignete mittlere Betriebsposition  $\bar{x}_G$  zu erhalten (vgl. Abs. 7.4.3). Bis auf die Masse der Gitterkontur ( $m_G = 0,084$  kg), die Nullposition ( $x_0 = -0,5$  mm), den Reibungskoeffizienten ( $\mu = 0,5$ ) und den Exponenten ( $n = 4$ ) werden sämtliche strukturdynamischen Einflussgrößen ebenfalls um den Faktor 20 angepasst (vgl. Tab. 8.3). Dadurch werden die Dämpfungs- und Reibungseinflüsse konservativ skaliert. Negative Einflüsse durch die Massenträgheit des Gitters werden hingegen reduziert. Das Anregungsverhältnis der Pulsationsfrequenz ( $f = 20$  Hz) bezogen auf die Eigenfrequenz der Struktur ( $f_0 = 246$  Hz) beträgt dann  $\eta = f/f_0 = 0,081$ .

Die als Referenz zu betrachtende statische Drossel besitzt einen konstanten Verlustbeiwert von  $\zeta_1 = 20$ , welches näherungsweise dem Verlustbeiwert der adaptiven und passiven PDE in der mittleren Betriebsposition entspricht. Nachfolgend werden die auf Basis der vorgestellten Untersuchungsparameter erzielten Ergebnisse für die unterschiedlichen Modellgeometrien und Einbaupositionen der adaptiven und passiven PDE vorgestellt.

In **Abb. 8.29** sind der rel. Druckverlust  $\Delta p_{rel}$  und das rel. Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,E}$  für die unterschiedlichen rel. Helmholtz-Zahlen  $He_{rel}$  und unterschiedlichen betragsmäßigen Reflektionskoeffizienten  $|\hat{r}_2|$  hinter der PDE über der Phase  $\varphi_{\hat{r}_2}$  dargestellt. Eine Phase von  $\varphi_{\hat{r}_2} = 0^\circ$  entspricht der lokalen Einbauposition in einem ursprünglichen Minimum der Geschwindigkeitsschwankungen, während eine Phase von  $\varphi_{\hat{r}_2} = 180^\circ$  bzw.  $-180^\circ$  der lokalen Einbauposition in einem ursprünglichen Minimum der Druckschwankungen entspricht, vgl. Abb. 8.27.

Der relative Druckverlust der statischen Drossel ist unabhängig von der Einbauposition  $\varphi_{\hat{r}_2}$ , der rel. Helmholtz-Zahl  $He_{rel}$  und dem Reflektionskoeffizienten  $|\hat{r}_2|$  nahezu konstant. Die Druckverluste der adaptiven und passiven PDE verlaufen auf einem ähnlichen Niveau, meist leicht unterhalb der statischen Drossel. In Abhängigkeit von der rel. Helmholtz-Zahl  $He_{rel}$  und der Einbauposition  $\varphi_{\hat{r}_2}$  treten



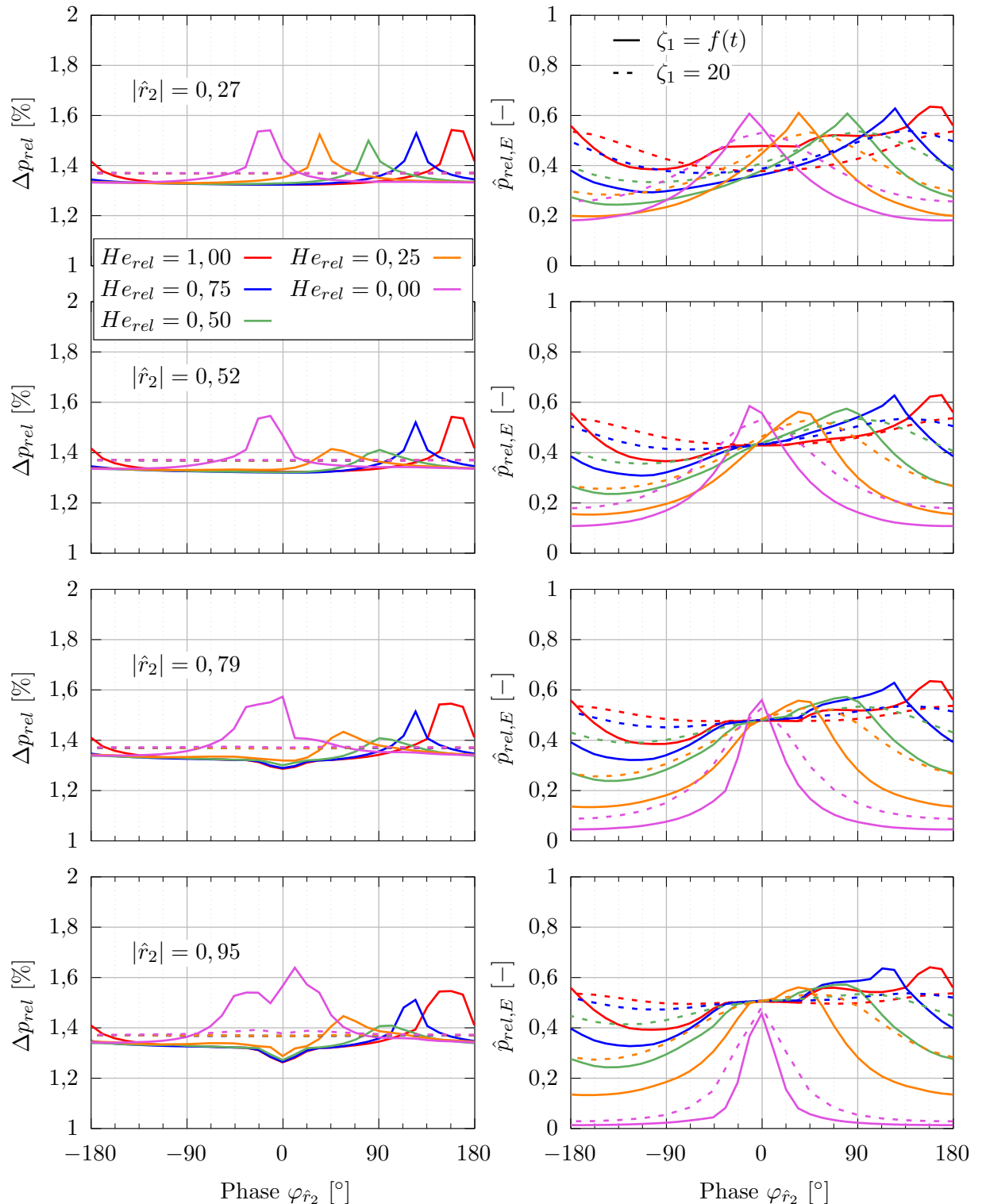


Abb. 8.29: Vergleich des rel. Druckverlusts  $\Delta p_{rel}$  und des rel. Pulsationsniveaus  $\hat{p}_{rel,E}$  der konfigurierten adaptiven und passiven PDE mit einer statischen Drossel für die unterschiedlichen Modellvariationen (Reflektionskoeffizienten  $|\hat{r}_2|$  und rel. Helmholtz-Zahl  $He_{rel}$ ) über der Phase des Reflektionskoeffizienten  $\varphi_{\hat{r}_2}$  ( $\bar{c}_E = 10 \text{ m/s}$ ,  $\hat{c}_E = 0,5 \text{ m/s}$ ,  $f = 20 \text{ Hz}$ ,  $\vartheta_E = -18,4^\circ\text{C}$ ,  $\bar{p}_{nr,A} = 1,85 \text{ MPa}$ , Strukturmodell C)

jedoch nahezu unabhängig von dem Reflektionskoeffizienten  $|\hat{r}_2|$  leicht erhöhte Druckverluste auf. Dieser Fall tritt immer dann ein, wenn die erhöhten Reflektionen an der adaptiven und passiven PDE aufgrund ihrer Einbauposition zu einer Verstärkung der vorderseitigen Druckschwankungen  $|\hat{p}_1|$  führen. Dabei führen erhöhte eintrittsseitige Geschwindigkeitsmaxima zu einer geringfügig gestiegenen mittleren Auslenkung  $\bar{x}_G$  des Gitters und entsprechend leicht größeren mittleren Druckverlusten.

Für das ideale pulsationsdämpfende Verhalten mit einer akustisch geschlossenen Vollreflektion an der PDE ergeben sich kritische Einbaupositionen für Längen des Rohrleitungsabschnitts  $RL_1$  von  $l_{RL_1} = N/2 \cdot \lambda$  mit  $N \in \mathbb{N}$ . Für die rel. Helmholtz-Zahl von  $He_{rel} = 0,0$  entspricht dieses bspw. einer rückseitigen Phase von  $\varphi_{\hat{r}_2} = 0^\circ$  (für  $He_{rel} = 1,0$  bspw.  $\varphi_{\hat{r}_2} = 180^\circ$  bzw.  $-180^\circ$ ). Bereits bei den messtechnischen Untersuchungen hat sich jedoch herausgestellt, dass der Reflektionskoeffizient  $\hat{r}_1$  einen leichten Phasenversatz zu  $0^\circ$  aufweist (vgl. Abb. 7.23). Dadurch tritt der erwähnte ungünstige Verstärkungsmechanismus auch hier bei leicht niedrigeren Phasen für den rückseitigen Reflektionskoeffizienten bzw. kürzeren Rohrleitungslängen  $l_{RL_1}$  auf und führt bei diesen zu den erhöhten Druckverlusten.

Die Ausprägung dieser Überhöhung weist in Abhängigkeit vom Reflektionskoeffizienten  $|\hat{r}_2|$  leichte Unterschiede auf. Insbesondere für die größeren Reflektionskoeffizienten ergibt sich für eine Ausgangssituation im Resonanzfall ( $He_{rel} = 0,0$ ) ein sehr breiter Bereich mit leicht erhöhten Druckverlusten. Dieser resultiert aus dem für diesen Anwendungsfall nicht ausreichenden Arbeitsbereich der adaptiven und passiven PDE. Aufgrund des erhöhten Pulsationsniveaus (vgl. Verstärkungsfaktoren in Abb. 8.28) wird innerhalb einer Periode verstärkt der Endanschlag der PDE erreicht.

Parallel zu dem erhöhten Druckverlust  $\Delta p_{rel}$  weist das rel. Pulsationsniveau  $\hat{p}_{rel,E}$  eine ähnliche Abhängigkeit von der Einbauposition  $\varphi_{\hat{r}_2}$  auf. Die Ausprägung der realisierbaren Pulsationsdämpfung ist hier jedoch deutlich stärker als die geringfügigen Unterschiede bei den sich einstellenden rel. Druckverlusten.

Das rel. Pulsationsniveau für die statische Drossel wird durch die lokalen Geschwindigkeitsschwankungen an der Einbauposition der Drossel bestimmt. Daraus resultiert auch das symmetrische Dämpfungsverhalten um die für die jeweiligen rel. Resonanzlagen ungünstige Einbauposition im Minimum der Geschwindigkeitsschwankungen, vgl. Abb. 8.29 rechts. Zudem zeigt sich, dass für Ausgangssituationen mit einem großen Verstärkungsfaktor (insbesondere bei  $|\hat{r}_2| = 0,95$  und  $He_{rel} = 0,0$ ) eine signifikante Reduktion des Pulsationsniveaus möglich ist. Dazu muss die Einbauposition der Drossel möglichst nah an einem ursprünglichen Maximum der Geschwindigkeitsschwankungen ( $\varphi_{\hat{r}_2} = 180^\circ$ ) liegen.

Grundsätzlich zeichnet sich die adaptive und passive PDE durch ein qualitativ ähnliches Dämpfungsverhalten aus. Quantitativ liegt das rel. Pulsationsniveau in einem breiten Bereich möglicher Einbaupositionen nochmals deutlich unterhalb der Ergebnisse für eine statische Drossel. Lediglich bei

den kritischen Einbaupositionen mit reflektionsbedingt erhöhten vorderseitigen Druckpulsationen  $|\hat{p}_1|$  (nicht dargestellt) liefert die PDE vereinzelt schlechtere Ergebnisse. Die Untersuchungen bestätigen somit die bereits messtechnisch erfassten Ergebnisse (vgl. Abb. 7.26). Im Gegensatz zu dem symmetrischen Dämpfungsverhalten der statischen Drossel liegt hier keine Symmetrie vor, da das adaptive Verhalten der PDE einen leichten Phasenversatz gegenüber dem eigentlichen Funktionsprinzip (Gl. 4.19) aufweist. Dieses wird unter anderem anhand der relevanten Übertragungsverhalten der Kräfte  $\hat{H}_{F_1-F_K}$  bzw.  $\hat{H}_{F_1-F_G}$  in Abs. 8.7.4 näher analysiert.

Auffallend sind zudem die teilweise gleichwertigen Ergebnisse bei großen Stehwellenanteilen ( $|\hat{r}_2| = 0,79$  und  $|\hat{r}_2| = 0,95$ ) und keinen resonanzförmigen Verstärkungen ( $He_{rel} = 0,5$ ;  $He_{rel} = 0,75$  und  $He_{rel} = 1,00$ ) für beide Dämpfungselemente im Bereich von  $\varphi_{\hat{r}_2} = 0^\circ$ . Dieses ist auf die niedrigen lokalen Geschwindigkeitsschwankungen am Einbauort der PDE zurückzuführen. Die dynamischen adaptiven Kräfte reichen nicht aus, um die Reibungskräfte für eine dynamische Strukturbewegung zu überwinden. In diesen Betriebspunkten liegt dementsprechend kein adaptives Verhalten der PDE vor. Das Dämpfungsverhalten entspricht dann dem einer statischen Drossel.

Die wesentlichen Erkenntnisse aus diesen Simulationsergebnissen sind, dass der Einsatz einer adaptiven und passiven PDE unter den meisten Einsatzbedingungen vorteilhaft gegenüber einer statischen Drossel ist. Um den Dämpfungserfolg zu maximieren ist dabei die Wahl einer geeigneten Einbauposition im Bereich eines ursprünglichen Maximums der Geschwindigkeitsschwankungen notwendig. Die erzielten Ergebnisse dienen als Orientierungsgröße für das Dämpfungspotential durch den Einsatz einer adaptiven und passiven PDE.

#### 8.7.4 Funktionsanalyse

Nachdem das positive Dämpfungsverhalten der adaptiven und passiven PDE bestätigt wurde, werden nachfolgend die noch unbekanntenen Einflussgrößen auf das adaptive Funktionsprinzip betrachtet. In **Abb. 8.30** sind dazu zunächst die adaptiven akustischen Verlustbeiwerte für die unterschiedlichen Modellvariationen dargestellt.

Die Ergebnisse bestätigen das bereits bei den messtechnischen Untersuchungen ermittelte Verhalten der adaptiven und passiven PDE anhand der Verläufe für den adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$ . Bei den messtechnischen Untersuchungen lag ein nahezu konstanter Reflektionskoeffizient von  $|\hat{r}_2| = 0,84$  vor, dessen Phasenänderung  $\varphi_{\hat{r}_2}$  am Einbauort der PDE aus der Frequenzänderung resultiert. Bei den Simulationen bleibt der Betrag von  $\hat{r}_2$  bei den einzelnen Untersuchungsmessreihen ebenfalls konstant und die Phase wird über die lokale Einbauposition variiert. Die in Abb. 7.26 gezeigten Verläufe für den adaptiven akustischen Verlustbeiwert von 0 bis 37,5 Hz entsprechen qualitativ den Verläufen für einen Phasengang des rückseitigen Reflektionskoeffizienten von  $\varphi_{\hat{r}_2} = 0^\circ \dots -180^\circ \dots 0^\circ$ . Als Referenz zu den Verläufen für die messtechnischen Untersuchungen können die Verläufe für die Reflektionskoeffizienten  $|\hat{r}_2| = 0,79$  und  $|\hat{r}_2| = 0,95$  betrachtet werden. Der bei den messtechnischen

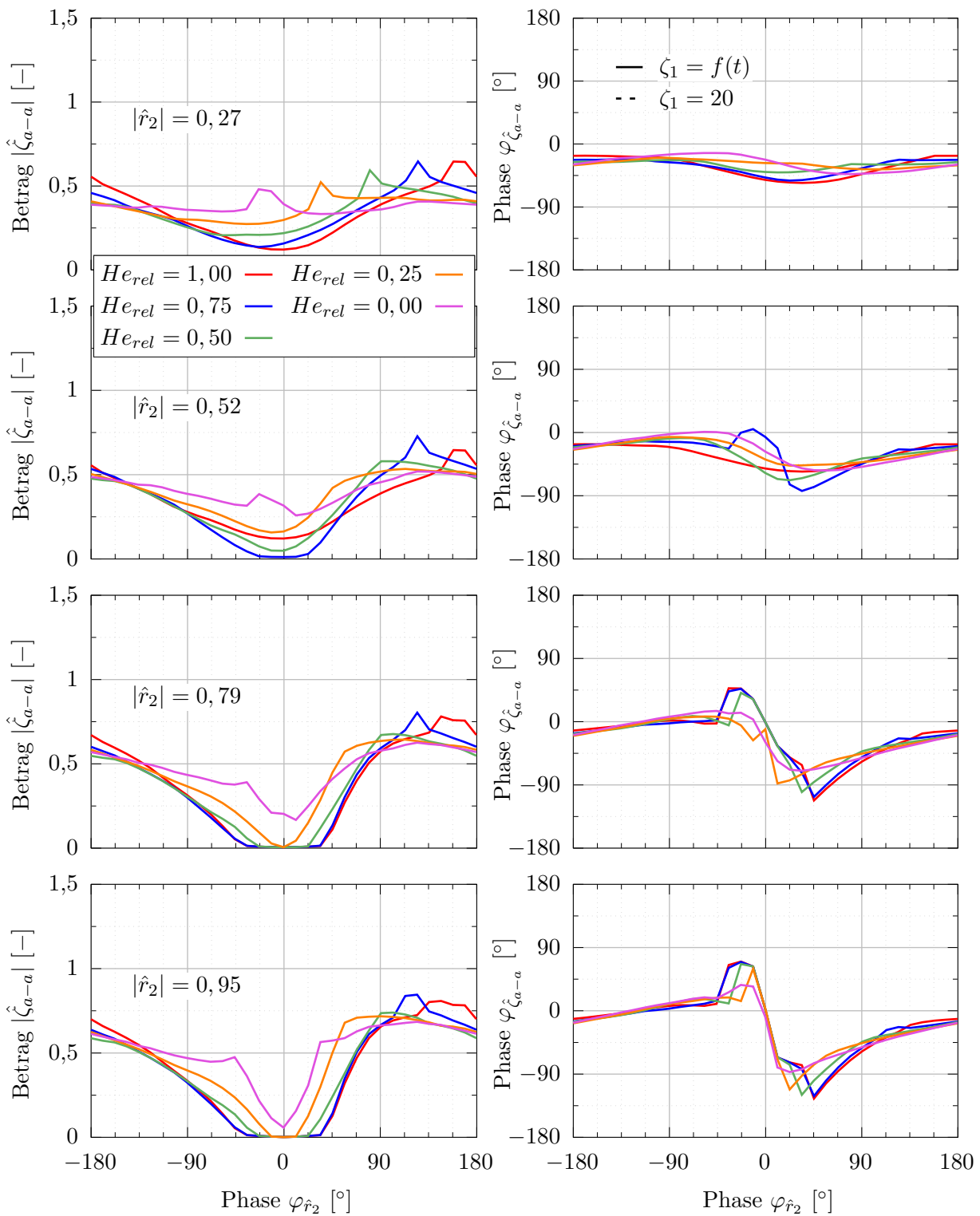


Abb. 8.30: Betrag und Phase des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts  $\hat{\zeta}_{a-a}$  der untersuchten adaptiven und passiven PDE für die unterschiedlichen Modellvariationen über der Phase des Reflektionskoeffizienten  $\varphi_{\hat{r}_2}$  ( $\bar{c}_E = 10 \text{ m/s}$ ,  $\hat{c}_E = 0,5 \text{ m/s}$ ,  $f = 20 \text{ Hz}$ ,  $\vartheta_E = -18,4^\circ\text{C}$ ,  $\bar{p}_{nr,A} = 1,85 \text{ MPa}$ , Strukturmodell C)

Untersuchungen größere Betrag des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts und leicht andere Phasenverlauf ist auf das ebenfalls mit einfließende Übertragungsverhalten der Struktur zurückzuführen, welches hier aufgrund einer gleichbleibenden Pulsationsfrequenz  $f = 20$  Hz mit gleichbleibendem Anregungsverhältnis  $\eta = 0,081$  konstant bleibt.

Grundsätzlich ergeben sich adaptive akustische Verlustbeiwerte für diese Konfiguration in der zu erwartenden Größenordnung gemäß der ursprünglichen Auslegung in Abs. 7.4.3. Zudem wird die Abhängigkeit von den ursprünglichen lokalen Geschwindigkeitsschwankungen der Ausgangssituation erneut durch die Beträge des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts bestätigt. Im Bereich eines ursprünglichen Minimums der Geschwindigkeitsschwankungen  $\varphi_{\hat{r}_2} = 0^\circ$  wird stets ein vermindertes adaptives Verhalten ersichtlich. Mit zunehmendem Reflektionskoeffizienten  $|\hat{r}_2|$  nimmt das adaptive Verhalten für diese ungeeigneten Einbaupositionen weiter ab, da die lokalen Geschwindigkeitsschwankungen dort weiter zurückgehen. Des Weiteren ist in den Bereichen, bei denen die Einbauposition aufgrund der erhöhten Reflektionen an der PDE zu einer Verstärkung der vorderseitigen Druckschwankungen führt, ein leicht verstärktes adaptives Verhalten feststellbar. Dieser Effekt wird insbesondere bei niedrigen Reflektionskoeffizienten ersichtlich, da hier ursprünglich ein vergleichsweise geringes Pulsationsniveau vorliegt, bei dem die Reibungseffekte einen merklichen Einfluss besitzen.

Die Phasenverläufe besitzen mit zunehmenden Beträgen des rückseitigen Reflektionskoeffizienten eine größere Abhängigkeit von der Einbauposition. Die starken Unstetigkeiten im Bereich der minimalen Geschwindigkeitsschwankungen sind teilweise auf die nicht mehr vorhandene Dynamik der adaptiven und passiven PDE zurückzuführen. Für Einbaupositionen im Nahbereich eines Maximums der Geschwindigkeitsschwankungen liegt ein nahezu phasentreues Verhalten (ideal:  $\varphi_{\hat{\zeta}_{a-a}} = 0^\circ$ ) vor.

Nachdem der für die Funktionsbeschreibung übergeordnete adaptive akustische Verlustbeiwert analysiert wurde, werden nun die in ihn mit einfließenden Übertragungsverhalten der adaptiven Kräfte näher betrachtet, **Abb. 8.31** und **Abb. 8.32**. Die maximalen Beträge der Übertragung der Kolben- sowie Gitterkräfte nehmen mit zunehmenden rückseitigen Reflektionskoeffizienten  $|\hat{r}_2|$  zu. Beide zeigen tendenziell ähnliche Verläufe. Bei den Gitterkräften spiegelt sich die von der Einbauposition abhängige vorderseitige Verstärkung der Druckschwankungen deutlicher wieder als bei den Kolbenkräften. Grundsätzlich wird der direkte Einfluss beider Kräfte auf den adaptiven akustischen Verlustbeiwert ersichtlich.

Der Phasenversatz des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts kann nahezu direkt den Verläufen der adaptiven Kolben- sowie Gitterkräfte entnommen werden. Diese verlaufen trotz unterschiedlicher Einflussgrößen (druckbasiert bzw. impulsbasiert) sehr ähnlich. Lediglich das Übertragungsverhalten der Struktur  $\hat{H}_G$  führt zu einem zusätzlichen leichten Phasenversatz beim adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$ .

Bei den Kolbenkräften sind zusätzlich die sich theoretisch ergebenden fiktiven adaptiven Kräfte für die statische Drossel ( $\zeta_1 = 20$ ) mit dargestellt. Diese werden vergleichsweise über die simulierten vorder- und rückseitigen Drücke und eine gleich große fiktive Kolbenfläche  $A_K$  bestimmt. Im Vergleich dazu führt die adaptive und passive Gestaltung durchgehend zu größeren dynamischen Druckdifferenzen über der PDE als die statische Drossel. Dieses Verhalten resultiert aus der dynamischen Drosselung mit schwankendem Verlustbeiwert  $\tilde{\zeta}_1$ . Lediglich bei  $\varphi_{\hat{r}_2} = 0^\circ$  stimmen die Verläufe näherungsweise mit denen der statischen Drossel überein, da hier kein dynamisches Verhalten der adaptiven und passiven PDE vorliegt ( $\hat{\zeta}_{a-a} = 0$ , vgl. Abb. 8.30). Der Vergleich der Phasenverläufe zeigt zudem, dass die adaptive und passive Gestaltung außerhalb des ungünstigen Bereichs im Minimum der Geschwindigkeitsschwankungen eine zur prinzipgemäßen Druckkraft  $F_1$  annähernd phasentreue Ausnutzung von Kräften  $F_K$  bzw.  $F_G$  ermöglicht.

Die Ergebnisse für die Übertragung der Kräfte verdeutlichen, dass das erzielbare adaptive Dämpfungsverhalten durch die Übertragungsfunktionen  $\hat{H}_{F_1-F_K}$  und  $\hat{H}_{F_1-F_G}$  maßgeblich beeinflusst wird. Während die sonstigen Einflussparameter (vgl. Gl. 5.30) unabhängig von den Randbedingungen sind, besitzen die Übertragungsfunktionen der Kräfte eine starke Abhängigkeit von der akustischen Ausgangssituation. Die Installation der adaptiven und passiven PDE im Bereich eines Maximums der Geschwindigkeitsschwankungen kann hier nochmals als vorteilhaft für die Umsetzung einer adaptiven Dämpfungsmaßnahme bestätigt werden.

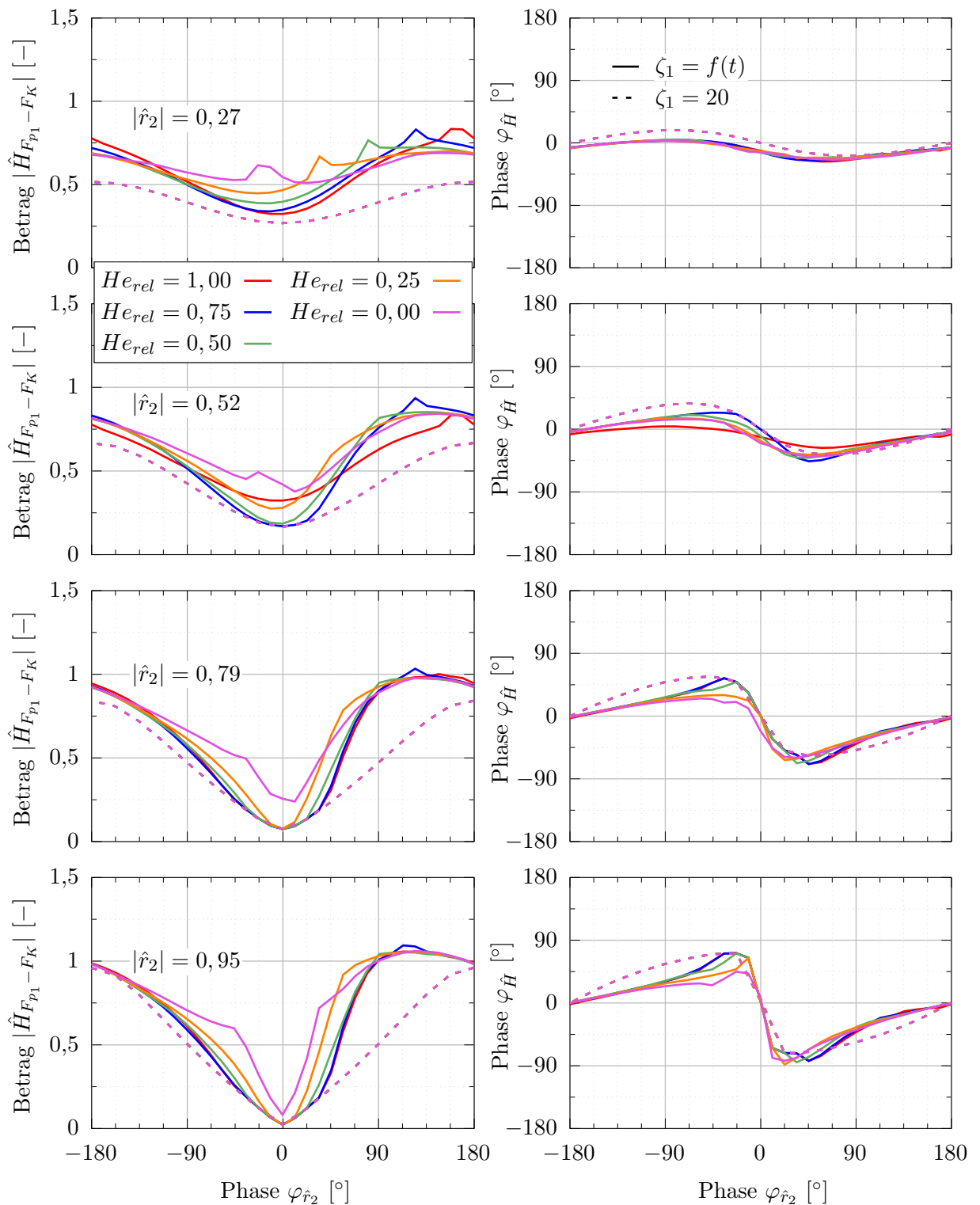


Abb. 8.31: Betrag und Phase des Übertragungsverhaltens  $\hat{H}_{F_1-F_K}$  für die Kolbenkraft der untersuchten adaptiven und passiven PDE für die unterschiedlichen Modellvariationen über der Phase des Reflektionskoeffizienten  $\varphi_{\hat{r}_2}$  ( $\bar{c}_E = 10 \text{ m/s}$ ,  $\hat{c}_E = 0,5 \text{ m/s}$ ,  $f = 20 \text{ Hz}$ ,  $\vartheta_E = -18,4^\circ\text{C}$ ,  $\bar{p}_{nr,A} = 1,85 \text{ MPa}$ , Strukturmodell C)

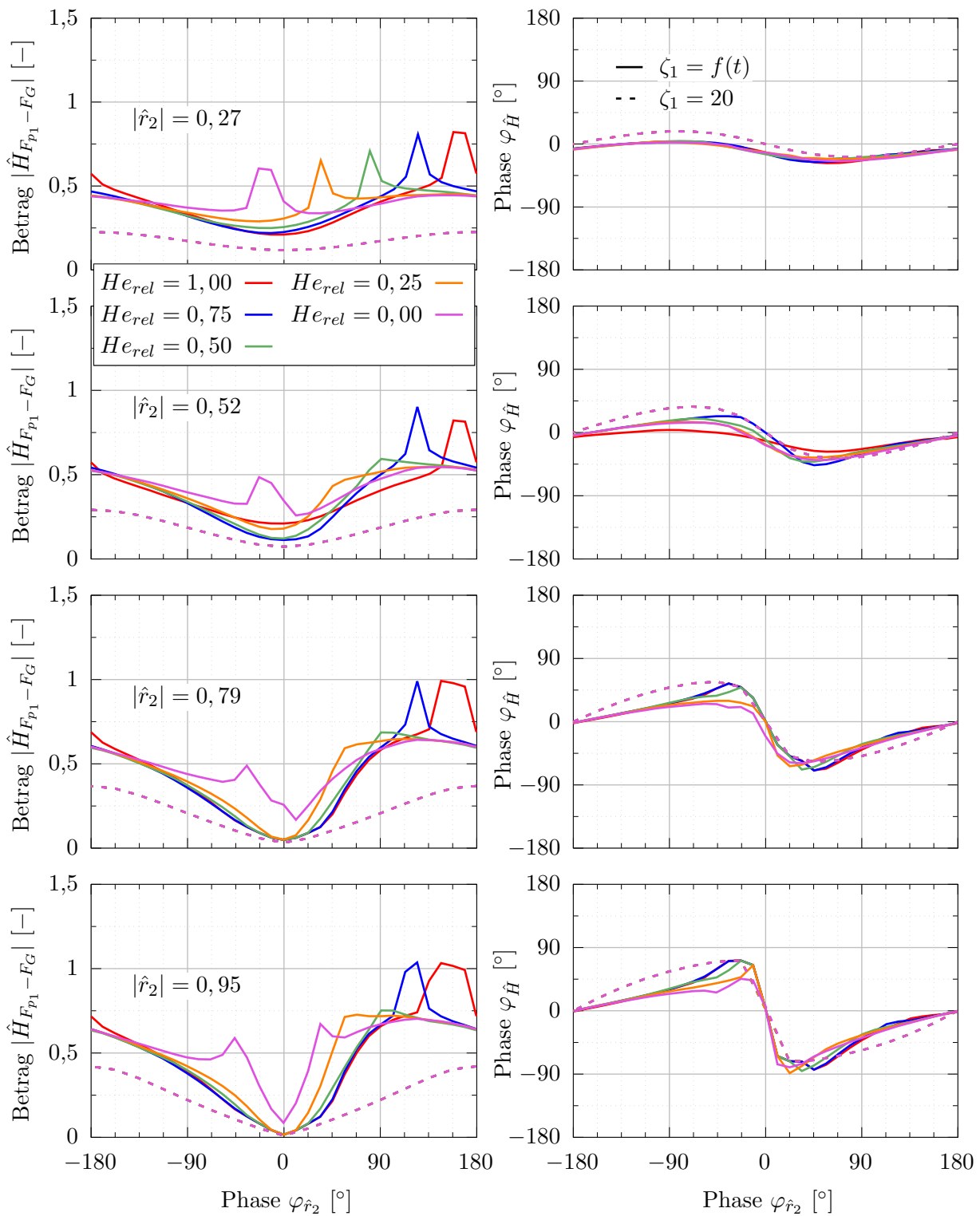


Abb. 8.32: Betrag und Phase des Übertragungsverhaltens  $\hat{H}_{F_1-F_G}$  für die Gitterkraft der untersuchten adaptiven und passiven PDE für die unterschiedlichen Modellvariationen über der Phase des Reflektionskoeffizienten  $\varphi_{\hat{r}_2}$  ( $\bar{c}_E = 10 \text{ m/s}$ ,  $\hat{c}_E = 0,5 \text{ m/s}$ ,  $f = 20 \text{ Hz}$ ,  $\vartheta_E = -18,4^\circ\text{C}$ ,  $\bar{p}_{nr,A} = 1,85 \text{ MPa}$ , Strukturmodell C)



# 9 Optimierung und Auslegung

Anhand der experimentellen und der numerischen Untersuchungen konnten die Funktionszusammenhänge und vorteilhafte Einsatzbereiche der adaptiven und passiven PDE ermittelt werden. Nachfolgend werden realisierbare Optimierungsansätze vorgestellt, welche eine weiter verbesserte Pulsationsdämpfung ermöglichen können. Abschließend wird unter Berücksichtigung einzelner Optimierungen die Vorgehensweise zur Auslegung einer adaptiven und passiven PDE für beliebige Randbedingungen vorgestellt.

## 9.1 Optimierungsansätze

In diesem Abschnitt werden geeignete Optimierungsansätze für die Weiterentwicklung der adaptiven und passiven PDE vorgestellt. Die Optimierungsansätze beziehen sich auf funktionsrelevante Ausführungsmerkmale und gehen nicht auf konstruktive Details ein.

### 9.1.1 Vernachlässigung der Gitterkräfte

Die Gitterkräfte sind bisher aufgrund der niedrigen Kolbenkräfte und dem linearen Verlustbeiwertverlauf für die gewählte Gitterkombination genutzt worden. Für reale Anwendungen ist von größeren Kolbenkräften auszugehen. Durch eine Optimierung der Gitterkonturen kann zudem eine Verbesserung des Verlustbeiwertverlaufs in Abhängigkeit von der Auslenkung auch für rückwärts durchströmte Konfigurationen realisiert werden.

Die Umsetzung einer adaptiven und passiven PDE ohne zu berücksichtigende Gitterkräfte ist daher als realisierbar einzustufen und bietet zudem wesentliche Vorteile. Eine entsprechende Ausführung basiert ausschließlich auf der Ausnutzung der bei dem erarbeiteten Funktionsprinzip ursprünglich vorgesehenen Kolbenkräfte und ermöglicht grundsätzlich eine bessere Annäherung an die vollständige Pulsationsdämpfung. Der mit zunehmender Auslenkung  $x_G$  der Gitterkontur überproportionale und somit nichtlineare Anstieg der Gitterkräfte wird dadurch ebenfalls vermieden (vgl. nachfolgend Abs. 9.2).

### 9.1.2 Optimierung des strukturdynamischen Übertragungsverhaltens

Neben der Vermeidung von Gitterkräften stellt die Optimierung des strukturdynamischen Übertragungsverhaltens ein weiteres zielführendes Kriterium zur Verbesserung des pulsationsdämpfenden Verhaltens dar. Neben dem Einfluss auf die betragsmäßige Auslegung des adap-

tiven akustischen Verlustbeiwerts  $\zeta_{a-a}$  beeinflusst das Übertragungsverhalten auch die phasentreue Umsetzung des adaptiven Funktionsprinzips. Die Phasentreue wird maßgeblich durch die Lage der Eigenfrequenz sowie verzögernd einfließende Dämpfungs- und Reibungseffekte beeinflusst.

Aufgrund der niedrigen Betriebsdrücke am GMVS sind die adaptiven Kräfte stark begrenzt gewesen. Daher musste hier eine verhältnismäßig niedrige Biegefedersteifigkeit  $k_G$  gewählt werden, um eine ausreichende Dynamik der Gitterstruktur zu gewährleisten. Die sich ergebende Eigenfrequenz ist dadurch relativ gering ausgefallen. In Kombination mit den zu berücksichtigten Reibungskräften konnte bereits bei niedrigen Frequenzen keine ausreichende Phasentreue realisiert werden.

Für praktische Anwendungen ist für beide Faktoren jedoch von einem deutlich untergeordneten Einfluss auszugehen. Für den Einsatz der adaptiven und passiven PDE bei höheren Betriebsdrücken wird eine erhöhte Biegefedersteifigkeit  $k_G$  benötigt, welche zu einer erhöhten Eigenfrequenz mit abnehmenden Dämpfungs- und Reibungs- sowie Trägheitseinflüssen führt.

### 9.1.3 Erweiterung des Bereichs für die Nullposition

Während der Auswahl einer geeigneten Konfiguration der adaptiven und passiven PDE (Abs. 7.4.3) hat sich bereits herausgestellt, dass die Nullposition  $x_0$  der Gitterkontur einen signifikanten Einfluss auf den realisierbaren adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a}$  besitzt. Um bei späteren Ausführungen einer adaptiven und passiven PDE einen entsprechend größeren Anpassungsspielraum zur Verfügung zu haben, sollte der verfügbare Positionierungsbereich erweitert werden.

### 9.1.4 Realisierung einer rückseitig geschlossenen Kolbenkonfiguration

Ein weiterer möglicher Optimierungsansatz ist die Realisierung einer rückseitig geschlossenen Kolbenkonfiguration. Das Ziel einer geeigneten Ausführung ist es, den Druck im rückseitigen Zylinder Raum konstant bei dem mittleren Druck der Zuströmung zu halten. Für den Fall, dass ebenfalls keine Gitterkräfte mehr berücksichtigt werden, entspricht die gewählte Nullposition stets der mittleren Betriebsposition. Dadurch muss kein statisches Kräftegleichgewicht mehr berücksichtigt werden und die Abstimmung der adaptiven und passiven PDE kann deutlich flexibler gehandhabt werden.

Die bisherigen Untersuchungen mit geschlossener Kolbenrückseite (vgl. Abs. 7.3.1) haben jedoch gezeigt, dass dieses nicht ohne Weiteres umsetzbar ist. Um eine geeignete Umsetzung zu realisieren, darf kein permanenter Druckausgleich über die Kolbenspalte erfolgen. Diese müssen entsprechend kleiner dimensioniert oder über sonstige Maßnahmen besser abgedichtet werden. Zusätzlich darf durch die Kolbenbewegung keine permanente Kompression bzw. Expansion im

rückseitigen Zinderraum stattfinden. Dazu muss die prozentuale Änderung des rückseitigen Zylinderraums durch die Kolbenbewegung gegenüber der Ausführung des Prototypen deutlich minimiert werden.

Die Umsetzung dieses Optimierungsansatzes kann als ambitioniert eingestuft werden. Eine geeignete Abdichtung ohne erhöhte Reibungseinflüsse und unter Berücksichtigung einer möglichst leichten Kolbenausführung ist konstruktiv aufwendig. Zudem ist das maximal realisierbare rückseitige Zylindervolumen über die Rohrleitungsdimensionen und den freien Bereich der Kernströmung durch die Gitterkontur begrenzt. Eine Anpassung der prozentualen Volumenänderung ist daher nur über entsprechend kleiner dimensionierte Kolbenflächen denkbar. Hier müsste ein entsprechender Kompromiss zwischen der benötigten Fläche für die adaptiven Kolbenkräfte und der zulässigen Volumenänderung getroffen werden.

## 9.2 Auslegung

Nachfolgend wird die Vorgehensweise zur Auslegung bzw. Konfiguration einer adaptiven und passiven PDE für eine beliebige Ausgangssituation vorgestellt. Die Auslegung lässt sich in drei Abschnitte aufteilen - Erfassung der Ausgangssituation, Konfiguration der adaptiven und passiven PDE und Überprüfung des Dämpfungsverhaltens.

### 9.2.1 Erfassung der Ausgangssituation

Eine adaptive und passive PDE muss gezielt für eine aus pulsationstechnischer Sicht zu verbessernde Ausgangssituation ausgelegt werden. Dazu ist die Kenntnis des aktuellen Pulsationsniveaus sowie die akustischen Rahmenbedingungen in Form der relativen Helmholtz-Zahl sowie der Reflektionscharakteristik unabdingbar. Je nach Aufgabenstellung können diese Informationen auf Basis einer messtechnischen Untersuchung oder akustischen Simulationen beschafft werden.

Neben der pulsationstechnischen Ausgangssituation ist insbesondere der Betriebsbereich der Anlage relevant. Für stark variierende Betriebsbereiche ergeben sich stark unterschiedliche Arbeitspunkte der adaptiven und passiven PDE aufgrund des statischen Kräftegleichgewichts und den daraus resultierenden betriebspunktabhängigen mittleren Betriebspositionen  $\bar{x}_G$ . Um diesen Einfluss zu umgehen, ist die bereits erwähnte Umsetzung eines rückseitig geschlossenen Zylinders wünschenswert. Sofern die unerwünschten Pulsationen bei maximalem Durchsatz auftreten, kann dennoch eine geeignete Auslegung für diesen Betriebspunkt erfolgen. Das Dämpfungspotential wird im Teillastbereich aufgrund des niedrigen dynamischen Drucks jedoch geringer ausfallen. Eine Auslegung für einen Betriebspunkt im Teillastbereich ist üblicherweise ungünstig, da der gestiegene dynamische Druck im Vollastbereich dann schnell zu einer Vollausslenkung der Gitterkontur führt und mit erhöhten Druckverlusten zu rechnen ist.

Sofern der Betriebspunkt für den Einsatz der adaptiven und passiven PDE geeignet ist, müssen anschließend mögliche Einbaupositionen ermittelt werden. Gemäß den gesammelten Erkenntnissen (vgl. Abs. 8.7) sollten diese für stark ausgebildete stehende Wellen möglichst nah an einem Maximum der Geschwindigkeitsschwankungen liegen. Als zweites wesentliches Kriterium darf die Einbauposition nicht zu einer resonanzförmigen Verstärkung der Pulsationen stromauf der PDE aufgrund der erhöhten Reflektionen an der adaptiven und passiven PDE führen.

### 9.2.2 Konfiguration der adaptiven und passiven PDE

Auf Basis der Ausgangssituation kann nun die Auswahl und Konfiguration einer geeigneten adaptiven und passiven PDE erfolgen. Für die Auslegung wird davon ausgegangen, dass eine adaptive und passive PDE mit bereits berücksichtigten Optimierungsansätzen eingesetzt wird. Diese wird bereits so ausgeführt, dass Gitterkräfte  $F_G$  vernachlässigt werden können und die Nullposition  $x_0$  beliebig gewählt werden kann. Auf eine Ausführung mit rückseitig geschlossener Kolbenkonfiguration wird hier verzichtet, da deren Realisierung als zu aufwendig eingestuft wird. Die chronologische Vorgehensweise für eine entsprechende Auslegung ist **Abb. 9.1** zu entnehmen. Der detaillierte Auslegungsvorgang wird nachfolgend näher erörtert.



Abb. 9.1: Vorgehensweise für die Auslegung einer adaptiven und passiven PDE

Zunächst wird der maximal zulässige bleibende Druckverlust  $\Delta\bar{p}_V$  festgelegt. Parallel dazu müssen die sich eintrittseitig einstellenden Druckschwankungen  $\hat{p}_1$  vor der PDE abgeschätzt werden. Hierzu kann in einem ersten Schritt auf die in Abs. 8.7 gesammelten Erkenntnisse zurückgegriffen werden. Die Ergebnisse zu den sich einstellenden lokalen Druckschwankungen  $\hat{p}_1$  vor der PDE liegen für eine Vollreflektion auf der Anregungsseite vor, werden hier jedoch nicht näher dokumentiert. Der Ein-

fluss abweichender Randbedingungen auf Seiten der Anregung muss entsprechend weiter untersucht werden. Zudem muss berücksichtigt werden, dass die Variationen in Abs. 8.7 nur eine Orientierung darstellen und die sich einstellenden Druckschwankungen von der jeweiligen adaptiven und passiven PDE abhängen.

Auf Basis der zu erwartenden lokalen Druckschwankungen vor der PDE und dem bekannten Betriebspunkt kann der benötigte Verlustbeiwertbereich ermittelt werden:

$$\max(\zeta_1) - \min(\zeta_1) \leq \frac{2 \cdot |\hat{p}_1|}{\bar{p}_{dyn,1}} \quad (9.1)$$

Des Weiteren muss berücksichtigt werden, dass der für eine ausreichende Dynamik der PDE benötigte mittlere Verlustbeiwert  $\bar{\zeta}_1$  einen akzeptablen bleibenden Druckverlust liefert:

$$\Delta \bar{p}_V \approx \bar{\zeta}_1 \cdot \bar{p}_{dyn,1} \leq \Delta \bar{p}_{V,zulässig} \quad (9.2)$$

Anhand dieser beiden anwendungsbezogenen Randbedingungen können daraufhin die für das gewünschte Dämpfungsverhalten benötigten strömungsmechanischen Parameter definiert werden. Der maximal zulässige Verlustbeiwert  $\zeta_0$  bei Nullauslenkung ( $x_G = 0$ ) orientiert sich dabei an dem maximal zulässigen mittleren Verlustbeiwert  $\bar{\zeta}_1$  und den zu erwartenden Druckschwankungen:

$$\zeta_0 \leq \bar{\zeta}_1 - \frac{|\hat{p}_1|}{\bar{p}_{dyn,1}} \quad (9.3)$$

Gleichzeitig muss der verfügbare Verlustbeiwertbereich ebenfalls über die zu erwartenden Druckschwankungen ausreichend dimensioniert werden:

$$\max(x_G) \cdot \zeta_x \leq \frac{2 \cdot |\hat{p}_1|}{\bar{p}_{dyn,1}} \quad (9.4)$$

Nachdem die strömungsmechanischen Parameter definiert wurden, werden anschließend die strukturdynamischen Parameter bestimmt. Hierzu müssen erneut das statische Kräftegleichgewicht sowie die erweiterte Auslegungsvorschrift Gl. 5.30 berücksichtigt werden. Der bei den messtechnischen Untersuchungen festgestellte Einfluss eines erhöhten mittleren Wirkdrucks über dem Kolben gegenüber dem bleibenden Druckverlust wird hier bewusst vernachlässigt. Inwiefern dieser für abweichende Gitterkonturen zu Abweichungen bei der mittleren Betriebsposition führt, muss empirisch weiter untersucht werden. Das Ersetzen der Steifigkeit  $k_G$  des statischen Kräftegleichgewichts nach Gl. 5.20 durch das äquivalente Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  liefert folgenden Ausdruck:

$$\frac{\bar{x}_G - x_0}{\hat{H}_G} = (\zeta_0 + \zeta_x \cdot \bar{x}_G) \cdot \bar{p}_{dyn,1} \cdot A_K \quad (9.5)$$

Durch Berücksichtigung dieses Ausdrucks bei der Beschreibung des adaptiven und passiven Verlustbeiwerts kann Gl. 5.30 über ein äquivalentes Funktional ausgedrückt werden:

$$\hat{\zeta}_{a-a} = \hat{H}_{F_1-F_{ges}} \cdot \frac{\bar{x}_G - x_0}{\bar{x}_G + \frac{\zeta_0}{\zeta_x}} \quad (9.6)$$

Unter der Annahme einer geeigneten Einbauposition der adaptiven und passiven PDE kann der systemabhängige Einfluss der Kraftübertragung  $\hat{H}_{F_1-F_{ges}}$  zunächst vernachlässigt werden. Dadurch ist

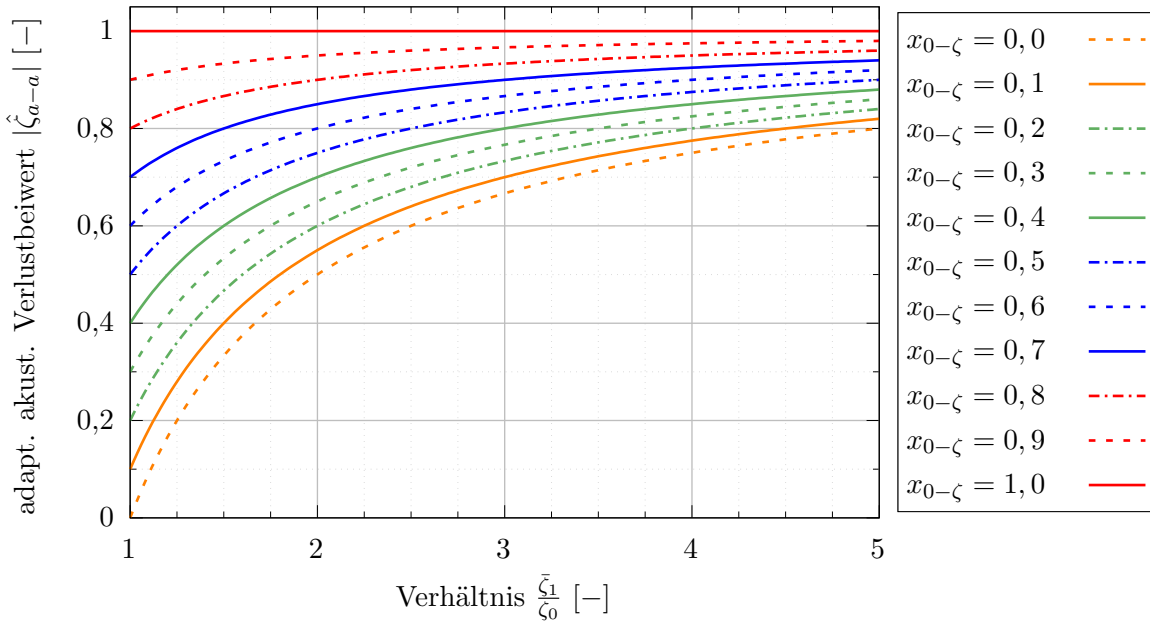


Abb. 9.2: Auslegungsdiagramm für den adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$  in Abhängigkeit vom betriebspunktabhängigen mittleren Verlustbeiwert  $\bar{\zeta}_1$  und der gitterbezogenen Nullposition  $x_{0-\zeta}$

der adaptive und passive Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$  nur noch von den strömungsmechanischen Größen  $\zeta_0$  und  $\zeta_x$  sowie den geometrischen Größen - Nullposition  $x_0$  und mittlere Gitterposition  $\bar{x}_G$  - abhängig. Daraus lässt sich für eine gegebene Gitterkombination ( $\zeta_0$  und  $\zeta_x$  sind bekannt) die benötigte Nullposition  $x_0$  bestimmen, um einen adaptiven akustischen Verlustbeiwert von  $\zeta_{a-a} = 1$  zu erhalten:

$$x_0 = -\frac{\zeta_0}{\zeta_x} \quad \text{für} \quad \zeta_{a-a} = 1 \quad (9.7)$$

Sofern eine abweichende Nullposition vorliegt, besitzt der adaptive akustische Verlustbeiwert eine zusätzliche Abhängigkeit von der mittleren Gitterposition  $\bar{x}_G$  (siehe Gl. 9.6). Diese bestimmt den mittleren Verlustbeiwert  $\bar{\zeta}_1$ . Für eine universelle Aussage bzgl. des sich ergebenden adaptiven akustischen Verlustbeiwerts, wird der mittlere Verlustbeiwert  $\bar{\zeta}_1$  auf den Verlustbeiwert bei Nullauslenkung  $\zeta_0$  bezogen:

$$\frac{\bar{\zeta}_1}{\zeta_0} = \frac{\zeta_0 + \zeta_x \cdot \bar{x}_G}{\zeta_0} \quad (9.8)$$

Dadurch kann der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$  für beliebige PDE-Ausführungen in Abhängigkeit von der Kennlinie des Verlustbeiwerts ( $\zeta_0$  und  $\zeta_x$ ) sowie der Nullposition  $x_0$  und der sich einstellenden mittleren Betriebsposition  $\bar{x}_G$  ausgedrückt werden. Um diese geometrischen und strömungsmechanischen Größen entdimensioniert gegenüberzustellen, wird die gitterbezogene Nullposition  $x_{0-\zeta}$  eingeführt:

$$x_{0-\zeta} = -x_0 \cdot \frac{\zeta_x}{\zeta_0} \quad (9.9)$$

Durch die Einführung dieser zusätzlichen Kennzahl wird eine universelle Auslegung beliebiger PDE-Ausführungen ermöglicht, welche die oben aufgezählten optimierten Eigenschaften besitzen. Das dazugehörige Auslegungsdiagramm ist **Abb. 9.2** zu entnehmen. Nach Vorgabe des

gewünschten mittleren Verlustbeiwerts  $\bar{\zeta}_1$  kann anschließend eine verfügbare gitterbezogene Nullposition  $x_{0-\zeta}$  gewählt werden, welche den gewünschten adaptiven akustischen Verlustbeiwert  $\hat{\zeta}_{a-a}$  liefert.

Abschließend muss noch die erforderliche Federsteifigkeit  $k_G$  ermittelt werden. Dazu kann auf das statische Kräftegleichgewicht (Gl. 9.5) zurückgegriffen werden. Für die unterkritisch angeregte Struktur kann das Übertragungsverhalten  $\hat{H}_G$  erneut näherungsweise über den Kehrwert der Federsteifigkeit  $k_G$  ausgedrückt werden, da die durch die Gitterkontur gegebenen Trägheits- ( $m_G \cdot \ddot{x}_G$ ) sowie die Dämpfungs- ( $d_G \cdot \dot{x}_G$ ) und Reibungseinflüsse ( $F_R$ ) vernachlässigt werden können. Die Federsteifigkeit muss dann so gewählt werden, dass sich für den gegebenen Betriebspunkt die gewünschte mittlere Gitterposition einstellt.

### 9.2.3 Überprüfung des Dämpfungsverhaltens

In diesem frühen Entwicklungsstadium der neuen adaptiven und passiven PDE ist noch keine ausreichende Datenbasis vorhanden, um die sich einstellenden Druckpulsationen vor der PDE zuverlässig vorherzusagen. Insbesondere für nicht optimal geeignete Einbauposition und für gegenüber dem bisherigen Prototypen abweichende adaptive akustische Verlustbeiwerte kann ein abweichendes Dämpfungsverhalten vorliegen. Des Weiteren kann es ggf. notwendig sein, das Übertragungsverhalten der funktionsprinzipgemäßen Druckkraft  $F_1$  auf die tatsächlich angreifende Kraft  $F_K$  differenzierter mit einzubeziehen.

Ein weiterer wesentlicher Einflussfaktor für das Betriebsverhalten einer adaptiven und passiven PDE ist deren auslenkungsabhängiger Verlustbeiwertverlauf ( $\zeta_0$  und  $\zeta_x$ ). Die bisher untersuchten Strömungsgitter stellen eine erste Datenbasis dar (siehe Abb. 7.6). Für abweichende Anforderungen und im Hinblick auf einen linearen Verlauf mit konstantem Verlustbeiwertgradienten  $\zeta_x$  ist es sinnvoll, mehrdimensionale numerische Untersuchungen vor der Erprobung neuer Gitterkonturen durchzuführen.

Um das aus den unterschiedlichen strukturdynamischen, strömungsmechanischen und adaptiven Einflussfaktoren resultierende Betriebsverhalten ebenfalls im Vorfeld zu überprüfen, sollten abschließend weitere numerische Untersuchungen durchgeführt werden. Die Reproduktion der Messergebnisse in Abs. 8.6 hat gezeigt, dass das verwendete 1D-Charakteristiken-Verfahren mit der gewählten Modellierung der adaptiven und passiven PDE eine hohe Abbildungsgüte des Betriebsverhaltens liefert.

Anhand der zusätzlich gewonnenen Erkenntnisse kann abschließend die bestehende Datenbasis für die Auslegung einer adaptiven und passiven PDE erweitert werden. Dadurch werden präzisere Vorhersagen für das zu erwartende Dämpfungsverhalten von adaptiven und passiven Pulsationsdämpfereinheiten ermöglicht.





## 10 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wird eine neu entwickelte adaptive und passive (ohne Zufuhr von Fremdenergie) Pulsationsdämpfereinheit vorgestellt. Hierzu wird zunächst der aktuelle Stand der Technik erarbeitet und ein Bedarf hinsichtlich eines verbesserten dissipativ arbeitenden Dämpfungsmechanismus abgeleitet. Der ermittelte Bedarf grenzt sich gegenüber dem Stand der Technik durch eine dynamische Anpassung des Drosselmechanismus ab. Der für das Dämpfungsverhalten verantwortliche Verlustbeiwert muss hierzu innerhalb einer Schwankungsperiode der eintreffenden Pulsationen dynamisch angepasst werden. Anschließend wird ein als ideal bezeichnetes dissipatives Dämpfungsverhalten definiert.

Anhand von analytischen Betrachtungen auf Basis der ebenen Wellentheorie wird im Weiteren ein Funktionsprinzip hergeleitet, welches dieses Dämpfungsverhalten ermöglicht. Zur Beschreibung der funktionsgemäßen adaptiven Pulsationsdämpfung wird eine neue dimensionslose Kennzahl - der adaptive akustische Verlustbeiwert  $\zeta_{a-a}$  - eingeführt. Dieser bezieht den transienten Druckverlust durch Änderung des Verlustbeiwerts der Pulsationsdämpfereinheit auf den Schalldruck vor der Pulsationsdämpfereinheit. Eine gemäß dem Funktionsprinzip vollständige Pulsationsdämpfung führt zu einem adaptiven akustischen Verlustbeiwert von  $\zeta_{a-a} = 1$ . Unabhängig von der konkreten Ausführung einer Pulsationsdämpfereinheit kann anhand des adaptiven akustischen Verlustbeiwerts eine Aussage über die adaptiven pulsationsdämpfenden Eigenschaften der Pulsationsdämpfereinheit getätigt werden.

Nach diesen Vorüberlegungen wird ein Konzept entwickelt, welches die konstruktive Umsetzung dieses Funktionsprinzips auf adaptive und passive Weise ermöglicht. Das Konzept basiert auf einer geometrischen Anpassung der Strömungskontur der Pulsationsdämpfereinheit in Abhängigkeit von den eintreffenden Schwankungsgrößen. Um diese Interaktion näher beschreiben zu können, werden zunächst sowohl strukturdynamische als auch strömungsmechanische Untersuchungen getrennt voneinander durchgeführt. Dabei werden auch die aus der Strömung resultierenden adaptiven Kräfte zur Anpassung der Strömungskontur näher betrachtet. Anschließend wird das Betriebsverhalten bei pulsierenden Strömungen am Gasmengenversuchsstand des FG Fluidtechnik der TU Dortmund messtechnisch untersucht. Aufgrund der gegebenen Rahmenbedingungen während der Untersuchungen müssen Kompromisse hinsichtlich des erarbeiteten Funktionsprinzips eingegangen werden. Diese führen zu einem geringfügig abweichenden Betriebsverhalten. Der Vergleich mit statischen Drossелеlementen zeigt dennoch ein deutlich verbessertes Dämpfungsverhalten. Die an die Messreihen anschließende Funktionsanalyse ermöglicht es, die für das Betriebsverhalten relevanten Wirkzusammenhänge zu erschließen, die eine elementare Grundlage für weitere Betrachtungen darstellen.

Um allgemeingültige Aussagen für abweichende Randbedingungen hinsichtlich des Dämpfungsverhaltens der adaptiven und passiven Pulsationsdämpfereinheit treffen zu können, werden anschließend numerische Untersuchungen durchgeführt. Nach erfolgreicher Reproduktion des strukturdynamischen Verhaltens wird ein eindimensionales Modell für den Gasmengenversuchsstand auf Basis eines 3-Charakteristikenverfahrens erstellt. Durch Implementierung des strukturdynamischen Verhaltens in die Strömungssimulation kann das Betriebsverhalten der Pulsationsdämpfereinheit in sehr guter Übereinstimmung mit den Messungen numerisch reproduziert werden.

Ausgehend von der hohen Abbildungsgüte des Modellierungsverfahrens wird dieses genutzt, um das Betriebsverhalten der adaptiven und passiven Pulsationsdämpfereinheit für beliebige Randbedingungen zu simulieren. Die Kenntnis der betriebsrelevanten dimensionslosen Einflusskennzahlen ermöglicht eine gezielte Parametervariation zur Bestimmung des allgemeingültigen Betriebsverhaltens. Für eine anschließende Bewertung des Betriebsverhaltens wird jeweils eine statische Drossel mit vergleichbarem mittleren Druckverlust als Referenz betrachtet. Dabei zeigt sich, dass die adaptive und passive Ausführung einer Pulsationsdämpfereinheit für einen Großteil der Einsatzbereiche ein deutlich verbessertes Dämpfungsverhalten liefert. Das Pulsationsniveau der adaptiven und passiven Pulsationsdämpfereinheit ist für nahezu sämtliche Betriebsbereiche wesentlich niedriger als das einer statischen Drossel mit gleichem Druckverlust.

Die gewonnenen Erkenntnisse über das Betriebsverhalten ermöglichen im Weiteren die Skizzierung von Optimierungsmaßnahmen zur Verbesserung der Pulsationsdämpfung. Darüber hinaus wird eine Auslegungsvorschrift für zukünftige adaptive und passive Pulsationsdämpfereinheiten beschrieben. Diese ist so aufgebaut, dass eine universelle Aussage über das zu erwartende Dämpfungsverhalten für beliebige Pulsationsdämpfereinheiten ermöglicht wird.

In nachfolgenden Arbeiten können die Optimierungsansätze aufgegriffen und das Dämpfungsverhalten an die eingeführte Definition der idealen dissipativen Pulsationsdämpfung angenähert werden. Anhand von abweichenden Untersuchungsbedingungen kann zusätzlich eine messtechnische Überprüfung der numerisch ermittelten Einsatzgrenzen erfolgen. Gleichzeitig sind Langzeitmessungen hinsichtlich Verschleißerscheinungen und der Dauerschwingfestigkeit der Pulsationsdämpfereinheit vor einer Markteinführung zu empfehlen. Auf diese Weise können Erfahrungswerte gesammelt werden, um die Zuverlässigkeit für einen zukünftigen Einsatz in industriellen Anlagen zu gewährleisten.

# Literaturverzeichnis

- [Abb45] ABBOTT, I. H., DOENHOFF VON, A. E., STIVERS, L. S.: *Summary of Airfoil Data (Report No. 824)*, National Advisory Committee for Aeronautics, Langley Field, 1945.
- [Ada15] ADAIR, J.: *Dynamic variable orifice for compressor pulsation control*. CA Patent, Nr. 2879694 A1, 2015.
- [Bär16] BÄRWOLFF, G.: *Numerik für Ingenieure, Physiker und Informatiker*, Springer, Berlin Heidelberg, 2016.
- [Bas12] BASKHARONE, E. A.: *Thermal Science*, McGraw-Hill Professional, 2012.
- [Bec80] BECHERT, D.W.: *Sound absorption caused by vorticity shedding, demonstrated with a jet flow*. In: *Journal of Sound and Vibration* Vol. 70, Nr. 3, S. 389–405, 1980.
- [Bed97] BEDOUT DE, J. M., FRANCKEK, M. A., BERNHARD, R. J., MONGEAU, L.: *Adaptive-passive noise control with self-tuning helmholtz resonators*. In: *Journal of Sound and Vibration* Vol. 202, Nr. 1, S. 109–123, 1997.
- [Blu88] BLUMHARDT, R., MESSNER, K.-H., MÜLLER, H., SCHNABEL, W.; MANN & HUMMEL GMNH: *Vorrichtung zur Dämpfung der Ansaugeräusche von Brennkraftmaschinen*. Deutsches Patent, Nr. 3801153 A1, 1988.
- [Bra16] BRAVO, T., MAURY, C., PINHÈDE, C.: *Optimisation of micro-perforated cylindrical silencers in linear and nonlinear regimes*. In: *Journal of Sound and Vibration* Vol. 363, S. 359–379, 2016.
- [Brü98a] BRÜMMER, A.: *Der Einfluss von Volumenstrompulsationen auf die Messungengenauigkeit von Turbinenradzählern*. In: *Gaswärme International* Vol. 47, Nr. 11, S. 619–623, 1998.
- [Brü98b] BRÜMMER, A.: *Gasmengenmessfehler und deren Ursache am Beispiel der Wirkdruckverfahren*. In: *Erdöl Erdgas Kohle* Vol. 114, Nr. 11, S. 552–557, 1998.
- [Buc14] BUCKINGHAM, E.: *On physically similar systems; illustrations of the use of dimensional equations*. In: *Physical Review* , Nr. 4, S. 345–376, 1914.
- [Bur13] BURG, K.; HAF, H.; WILLE, F.; MEISTER, A.: *Höhere Mathematik für Ingenieure*, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [Cou52] COURANT, R., ISAACSON, E., REES, M.: *On the solution of nonlinear hyperbolic differential equations by finite differences*. In: *Communications on Pure and Applied Mathematics* Vol. 5, Nr. 3, S. 243–255, 1952.

- [Cum84] CUMMINGS, A.: *Acoustic nonlinearities and power losses at orifices*. In: AIAA Journal Vol. 22, Nr. 6, S. 786–792, 1984.
- [Dav54] DAVIS, D. D., STOKES, G. M., MOORE, D., STEVENS, G. L.: *Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine-exhaust muffler design*, National Advisory Committee for Aeronautics, 1954
- [Dic98] DICKKEY, N. S.: *Acoustic nonlinearity of a circular orifice: an experimental study of the instantaneous*. In: Noise control engineering journal Vol. 46, Nr. 3, S. 97–107, 1998.
- [DIN48] DIN 1952:1948-11: *VDI-Durchflußmeßregeln - Regeln für die Durchflußmessung mit genormten Düsen, Blenden und Venturidüsen*. Norm, 1948.
- [DIN04a] DIN EN ISO 5167-1:2004-1: *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Anforderungen*. Norm, 2004.
- [DIN04b] DIN EN ISO 5167-2:2004-1: *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 2: Blenden*. Norm, 2004.
- [Dre11] DRESIG, H.; HOLZWEISSIG, F.: *Maschinendynamik*. ISBN 978-3-642-16010-3, Springer Berlin Heidelberg, 2011.
- [Edg90] EDGE, K. A.; JOHNSTON, D. N.: *The secondary source method for the measurement of pump pressure ripple characteristics Part 1 : description of method*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy Vol. 204, Nr. 11, S. 33–40, 1990.
- [Ess94] ESSER, J., BACKE, W.; DAIMLER BENZ AG: *Adaptiver hydropneumatischer Pulsationsdämpfer*. Deutsches Patent, Nr. 4318553 A1, 1994.
- [Ess96] ESSER, J.: *Adaptive Dämpfung von Pulsationen in Hydraulikanlagen*. RWTH Aachen. Dissertation, 1996.
- [Fü00] FÜSSER, R., WEBER, O.; MANN & HUMMEL GMBH: *Verfahren und Vorrichtung zur Beeinflussung des Schalls im Ansaugtrakt eines Verbrennungsmotors*. Europäisches Patent, Nr. 1101929 A2, 2000.
- [Fuc07] FUCHS, H. V.: *Schallabsorber und Schalldämpfer*. ISBN 978-3-540-35493-2, Springer Berlin, 2007.
- [Fuh94] FUHRMANN, B., GARCIA, P.; HEINRICH GILLET GMBH: *Vorrichtung zur Reduzierung der Druckpulsationen in gasführenden Rohren*. Deutsches Patent, Nr. 4439705 A1, 1994.

- [Gao13] GAO, F., OUYANG, X., YANG, H., XU, X.: *A novel pulsation attenuator for aircraft piston pump*. In: Mechatronics Vol. 23, 6, S. 566–572, 2013.
- [Goe06] GOENECHEA, E.: *Aktive Pulsationsminderung - Funktionsweise einer neuartigen Sekundärmaßnahme in hydraulischen Systemen*. In: Ölhdraulik und Pneumatik Vol. 50, S. 444–453, 2006.
- [Goe07] GOENECHEA, E.: *Mechatronische Systeme zur Pulsationsminderung hydrostatischer Verdrängereinheiten*. RWTH Aachen. Dissertation, 2007.
- [Han64] HANTKE, O.: *Einrichtung zur Dämpfung der Schwingungen eines pulsierenden Flüssigkeitsstromes*. Deutsches Patent, Nr. 1450446 A1, 1964.
- [Hel63] VON HELMHOLTZ, H.: *Die Lehre von den Tonempfindungen als physiologische Grundlage für die Theorie der Musik*, Friedrich Vieweg und Sohn, Braunschweig, 1863.
- [Hes15] HESSE, D.: *Konstruktionssystematische Erarbeitung adaptiver Dämpfungsmechanismen*. FG Fluidtechnik, TU Dortmund, Bachelorarbeit, 2015.
- [Hir07] HIRSCH, C.: *Numerical Computation of Internal and External Flows*. 2. Aufl. ISBN 978-0-7506-6594-0, Elsevier, 2007.
- [How14a] HOWARD, C. Q., CRAIG, R. A.: *An adaptive quarter-wave tube that uses the sliding-Goertzel algorithm for estimation of phase*. In: Applied Acoustics Vol. 78, S. 92–97, 2014.
- [How14b] HOWARD, C. Q., CRAIG, R. A.: *Noise reduction using a quarter wave tube with different orifice geometries*. In: Applied Acoustics Vol. 76, S. 180–186, 2014.
- [How16] HOWARD, C., LECLERCQ, D. HUNTER, M.: *Active exhaust silencer using an oscillating butterfly valve*, Proceedings of 23rd International Congress on Sound and Vibration ICSV23, Athen, 2016.
- [Hua09] HUANG, L.: *Attenuation of low frequency duct noise by a flute-like silencer*. In: Journal of Sound and Vibration Vol. 326, Nr. 1-2, S. 161 – 176, 2009.
- [ISO98] ISO TR 3313:1998-12: *Measurement of fluid flow in closed conduits - Guidelines on the effects of flow-pulsations on flow-measurement instruments*. Norm, 1998.
- [Jac35] JACOBS, E. N., WARD, K. E., PINKERTON, R. M.: *The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunnel (Report No. 460)*, Washington, D.C. : National Advisory Committee for Aeronautics, 1935.
- [Jay94] JAY, M.A., KÖHLER, F.: *Active Noise Cancellation für Kraftfahrzeuge*. In: Sound-Engineering von Quang-Hue Vo. Expert-Verlag. ISBN 3-8169-1177-3, 1994.
- [Jea43] JEAN, M.: *Deformable or elastic accumulator*. US Patent, Nr. 2317395 A, 1943.

- [Joh33] JOHN, F. W., HERSCHEL, K. H.: *On the Absorption of Light by Coloured Media, viewed in connexion with the Undulatory Theory*. In: The London and Edinburgh philosophical magazine and journal of science, Series 3, Vol. 3, Nr. 18, 1833.
- [Kim10] KIM, H. J., CHA, J.-P., SONG, J.-K., KO, Y. S.: *Geometric and number effect on damping capacity of Helmholtz resonators in a model chamber*. In: Journal of Sound and Vibration Vol. 329, Nr. 16, S. 3266–3279, 2010.
- [Kim13] KIM, J., YOON, G. H., ET AL.: *Development of optimal diaphragm-based pulsation damper structure for high-pressure GDI pump systems through design of experiments*. In: Mechatronics Vol. 23, Nr. 3, S. 369 – 380, 2013.
- [Koj93] KOJIMA, E., SHINADA, M., YAMAOKA, T.: *Development of an active attenuator for pressure pulsation in liquid piping systems*. In: JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering Vol. 36, Nr. 2, S. 230–237, 1993.
- [Kol91] KOLSCH, H.; OTTL, D.: *Modellierung und numerische Simulation von Federelementen mit statischer Hysterese*. In: Tagung: Dynamische Probleme - Modellierung und Wirklichkeit, Hannover, 1991.
- [Köt95] KÖTTER, E. W.: *Dämpferplatte für den Einbau in Rohrleitungen*. Deutsches Patent, Nr. 19538178 C1, 1995.
- [Krü10] KRÜGER, J., POMMERER, M., JEBASINSKNSKI, R.: *Aktive Abgasschalldämpfer*. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Vol. 71, Nr. 7, S. 464–469, 2010.
- [Lau13] LAURIEN, E., OERTEL, H.: *Numerische Strömungsmechanik*. ISBN 978-3-658-03144-2, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [Lee93] LEE, CARLOS (SIEMENS ELECTRIC): *Device for attenuating standing waves in an induction intake system*. WO Patent, Nr. 1993007375 A1, 1993.
- [Len97] LENZ, J.: *Strukturdynamik unter dem Einfluss von Mikro- und Makroschlupf in Fügstellen*. Universität Stuttgart. Dissertation, 1997.
- [LeV02] LEVEQUE, R. J.: *Finite Volume Methods for Hyperbolic Problems*. ISBN 978-0-521-00924-3, Cambridge University Press, 2002.
- [Lie07] LIER, L. VAN, KORST, H.: *Mitigation of high-frequency pulsations, using Multi Bore Restriction Orifices*. In: 5th Conference of the EFRC, Prag, 2007.
- [Lin16] LINKAMP, A.; BRÜMMER, A.: *Onedimensional nonreflective boundary and transition condition for transient simulation of fluid-energy-machinery and piping systems*. In: 23rd International Congress on Sound & Vibration (ICSV23), Athen, 2016.

- [Lup12] LUPEA, I.: *Considerations on the Helmholtz Resonator - simulation and experiment*. In: Proceedings of the Romanian Academy, Series A, Vol. 13, Nr. 2, S. 118–124, 2012.
- [Mö12] MÖSER, M.: *Technische Akustik*. ISBN 978-3-642-30932-8, Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [Man06] MANN & HUMMEL GMBH: *Schalldämpfungseinrichtung*. Deutsches Patent, Nr. 202006005140 U1, 2006.
- [Max09] MAXIM, H.P.: *Silent firearm*. US Patent, Nr. 958935 A, 1909.
- [Mes09] MESKOURIS, K.; HAKE, E.: *Statik der Stabtragwerke* (Springer-Lehrbuch), Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [Mey79] MEYER, E., NEUMANN, E.-G.: *Physikalische und technische Akustik*. ISBN 978-3-663-13982-9, Springer Fachmedien Wiesbaden, 1979.
- [Mey14] MEYER, M.: *Signalverarbeitung*. ISBN 978-3-658-02611-0, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2014.
- [Nat92] NATKE, H. G.: *Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse*. ISBN 978-3-322-94267-8, Vieweg Teubner Verlag, Wiesbaden, 1992.
- [OC35] JOINT AGA-ASME COMMITTEE ON ORIFICE COEFFICIENTS: *History of orifice meters and the calibration, construction and operation of orifices for metering*, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1935.
- [Pan14] PAN, M., HILLIS, A., JOHNSTON, N.: *Active Control of Fluid-borne Noise in Hydraulic Systems Using In-series and By-pass Structures*. In: UKACC International Conference on Control, 2014.
- [Per14] PERREY-DEBAIN, E., MARÉCHAL, R., VILLE, J. M.: *Side-branch resonators modelling with Green's function methods*. In: Journal of Sound and Vibration Vol. 333, Nr. 19, S. 4458–4472, 2014.
- [Peu04] PEUSSNER, MATTHIAS: *Entwicklung und Implementierung eines numerischen Verfahrens zur Berechnung der instationären Gasströmungen in Rohrleitungen mit Kolbenverdichtern*. Universität Osnabrück, Diplomarbeit, 2004.
- [Pie89] PIERCE, A.D.: *Acoustics - An Introduction to Its Physical Principles and Applications*, Acoustical Society of America, New York, USA, 1989.
- [Poi11] POIRIER, B., MAURY, C., VILLE, J. M.: *The use of Herschel-Quincke tubes to improve the efficiency of lined ducts*. In: Applied Acoustics Vol. 72, Nr. 2-3, S. 78–88, 2011.
- [Pol10] POLIFKE, W.: *Low-Order Analysis Tools for Aero- and Thermo-Acoustic Instabilities*. In: Advances in Aero-Acoustics and Thermo-Acoustics, Rhode-St-Genèse, Belgium, 2010.

- [Qui66] QUINCKE, G.: *Über Interferenzapparate für Schallwellen*. In: Annalen der Physik und Chemie, Band 204, Nr. 6, 1866.
- [Rö07] RÖSNER, J., PELZ, P.: *Lastadaptive Pulsationsminderung in Hydraulikschläuchen - Experimentelle Untersuchungen an einer Schaltdrossel*, VDI Tagung Schwingungsdämpfung, Wiesloch, 2007.
- [Ric28] RICHARDSON, E. G.: *The amplitude of sound waves in resonators*. In: Proceedings of the Physical Society Vol. 40, Nr. 27, S. 206–220, London, 1928.
- [Ris12] RISSE, A.: *Fertigungsverfahren der Mechatronik, Feinwerk- und Präzisionsgerätetechnik*. ISBN 978-3-8348-8312-4, Vieweg Teubner Verlag Wiesbaden, 2012.
- [Sak98] SAKUMA, Y.; NISSAN MOTOR CO.: *Intake noise reducing device for internal combustion engine*. US Patent, Nr. 6450141 B1, 1998.
- [Sca12] SCARPATO, A., TRAN, N., AND DUCRUIX, S., SCHULLER, T.: *Modeling the damping properties of perforated screens traversed by a bias flow and backed by a cavity at low Strouhal number*. In: Journal of Sound and Vibration Vol. 331, Nr. 2, S. 276–290, 2012.
- [Sca13] SCARPATO, A., DUCRUIX, S., SCHULLER, T.: *Optimal and off-design operations of acoustic dampers using perforated plates backed by a cavity*. In: Journal of Sound and Vibration Vol. 332, Nr. 20, S. 4856–4875, 2013.
- [Sch86] SCHULTZ, H.-J.: *Dämpfungsvorrichtung für eine Flüssigkeitsströmung*. Deutsches Patent, Nr. 3625566 A1, 1986.
- [Sch88] SCHWEINFURTER, F.: *Beitrag zur rechnerischen Bestimmung von Druckschwingungen in Rohrleitungssystemen bei Erregung durch ein- und mehrzylindrige oszillierende Verdrängerpumpen*. Universität Erlangen-Nürnberg. Dissertation, 1988.
- [Sch91] SCHLENKHOF, A.: *Druckverluste an Blenden in einer oszillierenden Rohrströmung*. Dissertation, Bergische Universität Wuppertal, 1991.
- [Sch11] SCHWARZ, H.-R.; KÖCKLER, N.: *Numerische Mathematik*, Vieweg + Teubner Verlag, 2011.
- [Sig09] SIGLOCH, H.: *Technische Fluidmechanik*. ISBN 978-3-642-54292-3, Springer-Verlag Berlin, 2009.
- [Sve98] SVEDHEM, S.: *Einrichtung zur Schallunterdrückung an Rädern*. Deutsches Patent, Nr. 19882112 B3, 1998.
- [Tru08] TRUCKENBRODT, E. A.: *Fluidmechanik. Band 1: Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide*. ISBN 978-3-540-79018-1, Springer Berlin Heidelberg, 2008.



- [Urb06] URBAN, D., MAYERL, J.: *Regressionsanalyse: Theorie, Technik und Anwendung*. ISBN 978-3-531-33739-5, VS Verlag für Sozialwissenschaften, Wiesbaden, 2006.
- [VDI04] VDI 3842 (2004-06): *Schwingungen in Rohrleitungssystemen*. Norm, 2004.
- [Wal02] WALHORN, E.: *Ein simultanes Berechnungsverfahren für Fluid-Struktur-Wechselwirkungen mit finiten Raum-Zeit-Elementen*. Technische Universität Braunschweig, Fachbereich Bauingenieurwesen. Dissertation, 2002.
- [Weg73] WEGENER, J.: *Reflexionsschalldämpfer als wirkungsvolle Pulsation- bzw. Geräuschkämpfer in hydraulischen Anlagen*. In: Pumpentagung Karlsruhe 73 / Fachgemeinschaft Pumpen und Verdichter im VDMA, Karlsruhe, 1973.
- [Yan15] YANG, L., JI, Z. L., WU, T. W.: *Transmission loss prediction of silencers by using combined boundary element method and point collocation approach*. In: Engineering Analysis with Boundary Elements Vol. 61, S. 265–273, 2015.
- [Yok96] YOKOTA, S., SOMADA, H., YAMAGUCHI, H.: *Study on an active accumulator*. In: The Japan Society of Mechanical Engineers Vol. 39, Nr. 1, S. 119–124, 1996.
- [Zik65] ZIKESCH, C. H.: *Schalldämpfende Lochplatte für Gasleitungen*. Deutsches Patent, Nr. 1929307 U, 1965.
- [Zik69] ZIKESCH, C. H.: *Vorrichtung zum Herabsetzen des Ausströmgeräusches von großen Gas- oder Dampfmengen*. Deutsches Patent, Nr. 1472058.2-51, 1969.



# A Anhang

## A.1 Herleitung der verwendeten Form der Impulserhaltung

Die hier geschilderte Herleitung der verwendeten Impulserhaltung basiert auf den grundlegenden Zusammenhängen aus [Sig09] und [Tru08]. Es wird eine eindimensionale Strömung mit konstantem Querschnitt angenommen. Neben der differentiellen Impulserhaltung wird auch die differentielle Kontinuitätsbeziehung für ein Fluidelement betrachtet:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c)}{\partial x} = 0 \quad (\text{A.1})$$

Die Ausformulierung der partiellen Differentialgleichungen der Impulserhaltung in Gl. 2.1 führt unter Berücksichtigung der Kontinuitätsbeziehung auf die nachfolgende Impulserhaltung:

$$\rho \cdot \frac{\partial c}{\partial t} + \underbrace{c \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} + c \cdot \frac{\partial(\rho c)}{\partial x}}_{\text{nach Gl. A.1} = 0} + \rho \cdot c \cdot \frac{\partial c}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{F_R}{A} \quad (\text{A.2})$$

$$\rho \cdot \frac{\partial c}{\partial t} + \rho \cdot c \cdot \frac{\partial c}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{F_R}{A} \quad (\text{A.3})$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} + c \cdot \frac{\partial c}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{F_R}{\rho \cdot A} \quad (\text{A.4})$$

Nachfolgend wird nun die spezifische differentielle Energieerhaltung betrachtet. Für einen adiabaten Strömungsvorgang ( $dq = 0$ ) ohne Zu- oder Abfuhr von technischer Arbeit ( $dw_t = 0$ ) bleibt die spezifische Totalenthalpie  $h_t$  (Summe aus spezifischer statischer Enthalpie  $h$  und spezifischer kinetischer Energie  $\frac{1}{2}c^2$ ) in einem differentiellen Fluidelement konstant:

$$dh_t = dh + cdc = 0 \quad (\text{A.5})$$

Neben der Energieerhaltung soll zusätzlich die Entropieänderung in einem differentiellen Fluidelement betrachtet werden. In einem adiabaten System kann die Entropie durch irreversible dissipative Vorgänge nur zunehmen. Nach der Gibbsschen Fundamentalgleichung für ideale Gase lässt sich diese adiabate Entropieänderung auch wie folgt ausdrücken:

$$Tds = Tds_{irr} = dh - \frac{1}{\rho} dp \quad (\text{A.6})$$

Anschließendes Einsetzen der Gibbsschen Fundamentalgleichung für ein adiabates System in die Energieerhaltung nach Gl. A.5 liefert:

$$cdc + \frac{1}{\rho} dp + Tds_{irr} = 0 \quad (\text{A.7})$$

Analog dazu kann die differentielle Impulserhaltung für einen stationären Strömungszustand umgeformt werden:

$$cdc + \frac{1}{\rho}dp + \frac{F_R}{\rho \cdot A}dx = 0 \quad (\text{A.8})$$

Somit ist die der Strömung entgegengerichtete Reibkraft verantwortlich für die Entropiezunahme und die damit einhergehenden Verluste  $Y_V$ .

$$dY_V = Tds_{irr} = \frac{F_R}{\rho \cdot A}dx \quad (\text{A.9})$$

Die differentiellen Verluste können entlang eines Stromfadens zu einem Gesamtverlust integriert werden. Für die Betrachtung von Drosselementen wird der Verlust  $Y_V$  häufig in Form eines Druckverlustes  $\Delta p_V$  ausgedrückt. Der Druckverlust ist proportional zur kinetischen Energie und wird über einen Proportionalitätsfaktor - den Verlustbeiwert  $\zeta_i$  - mit Bezug auf die spezifische kinetische Energie an einem Bezugspunkt  $i$  ermittelt:

$$Y_V = \frac{\Delta p_V}{\rho} = \zeta_i \cdot \frac{c_i^2}{2} \quad (\text{A.10})$$

Anstatt der spezifischen kinetischen Energie kann für moderate Strömungsgeschwindigkeiten ( $Ma < 0,3$ ) auch der dynamische Druck  $p_{dyn,i}$  am Bezugspunkt betrachtet werden:

$$\Delta p_V = \zeta_i \cdot \frac{\rho_i}{2} \cdot c_i^2 = \zeta_i \cdot p_{dyn,i} \quad (\text{A.11})$$

Neben dem Druckverlust resultiert die Betrachtung des Totaldrucks ebenfalls auf einer energetischen Grundlage. Per Definition entspricht der Totaldruck  $p_t$  dem statischen Druck, welcher sich bei isentropem Aufstau aus der vorhandenen kinetischen Energie des Fluids und dem statischen Druck ergibt. Für moderate Strömungsgeschwindigkeiten ( $Ma < 0,3$ ) kann in guter Näherung von einem inkompressiblen Aufstau ausgegangen werden. Die in der differentielle Impulserhaltung enthaltene konvektive Impulsänderung sowie die angreifenden Druckkräfte können somit in den entsprechenden Totaldruck überführt werden:

$$dp_t = dp + \rho cdc \quad \text{bzw.} \quad p_t = p + \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (\text{A.12})$$

Abschließend können die hergeleiteten Zusammenhänge für den Druckverlust  $\Delta p_V$  und den inkompressiblen Totaldruck  $p_t$  in der als Ausgangsbasis dienenden Impulserhaltung in Gl. 2.1 zusammengefasst werden. Für die Integration entlang eines Stromfadens mit querschnittsgemittelten Größen folgt demnach:

$$\Delta p_t = \int \rho \cdot \frac{\partial c}{\partial t} dx + \zeta_i \cdot p_{dyn,i} \quad (\text{A.13})$$

## A.2 Zeichnungen

Die nachfolgend angehängten Zeichnungen des Prototypen wurden ausschnittweise aus den Fertigungszeichnungen entnommen. Die Bemaßung wurde soweit reduziert, dass lediglich die für die Funktionalität und das Betriebsverhalten relevanten Abmessungen entnehmbar sind.

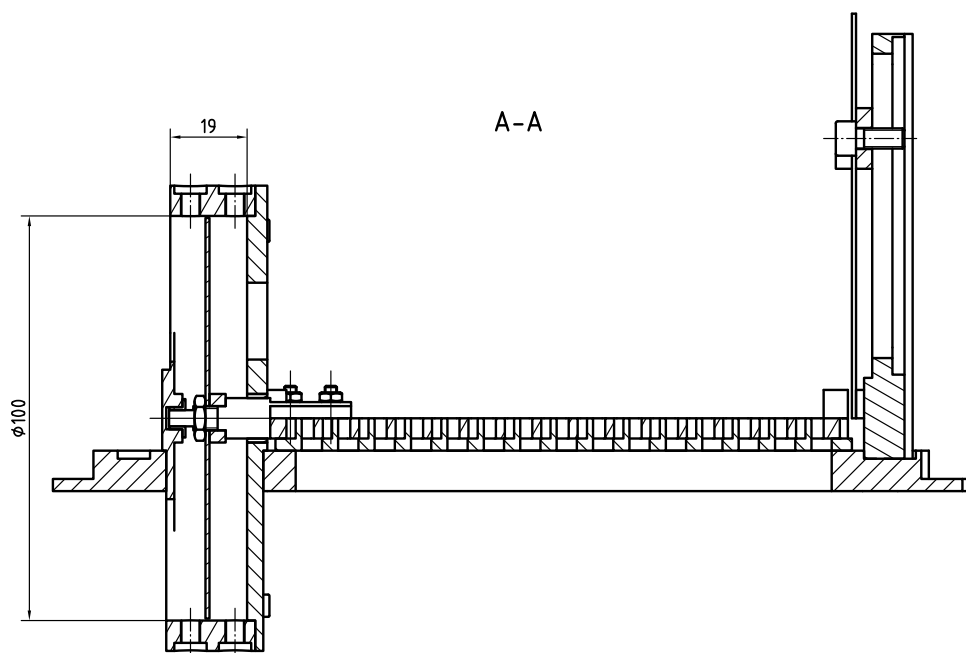
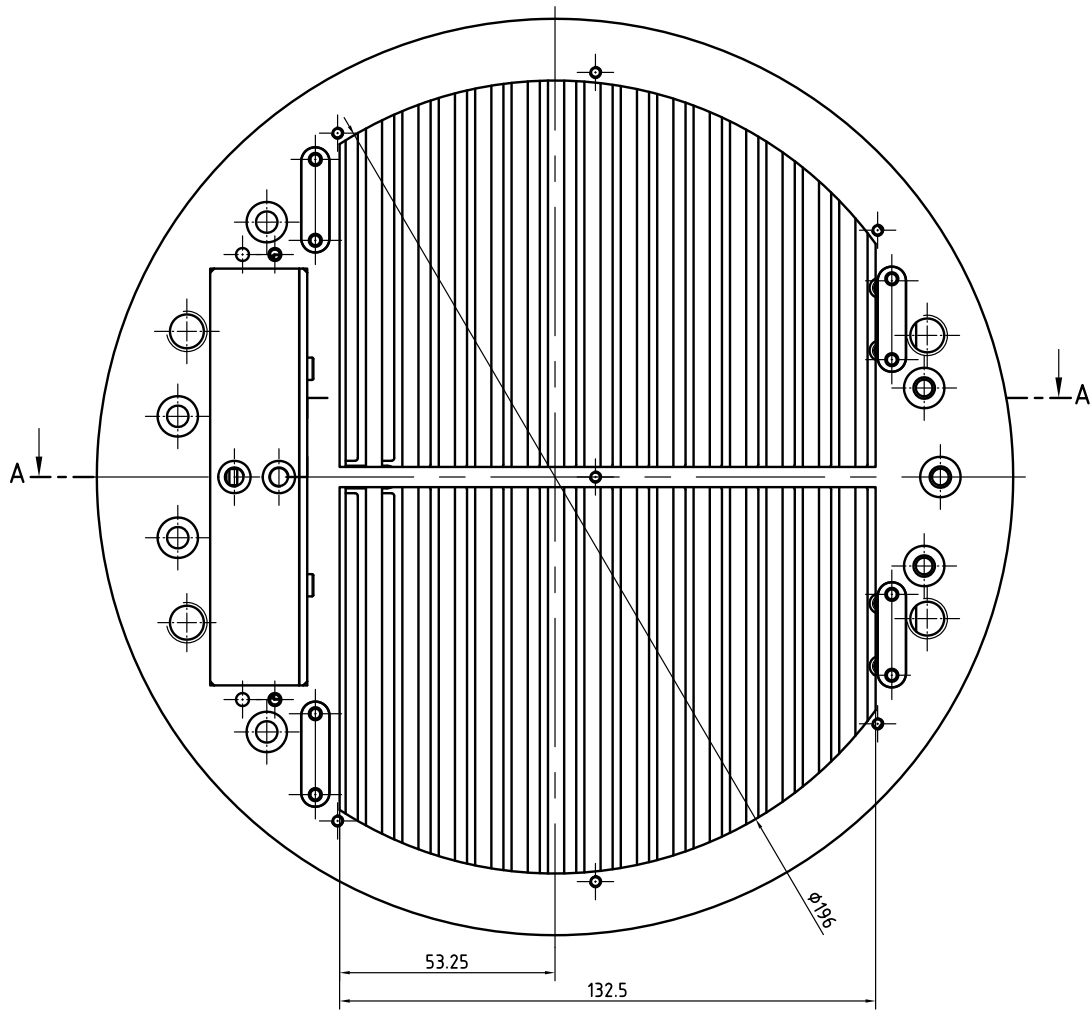


Abb. A.1: Reduzierter Ausschnitt aus der Zusammenbauzeichnung des Prototypen

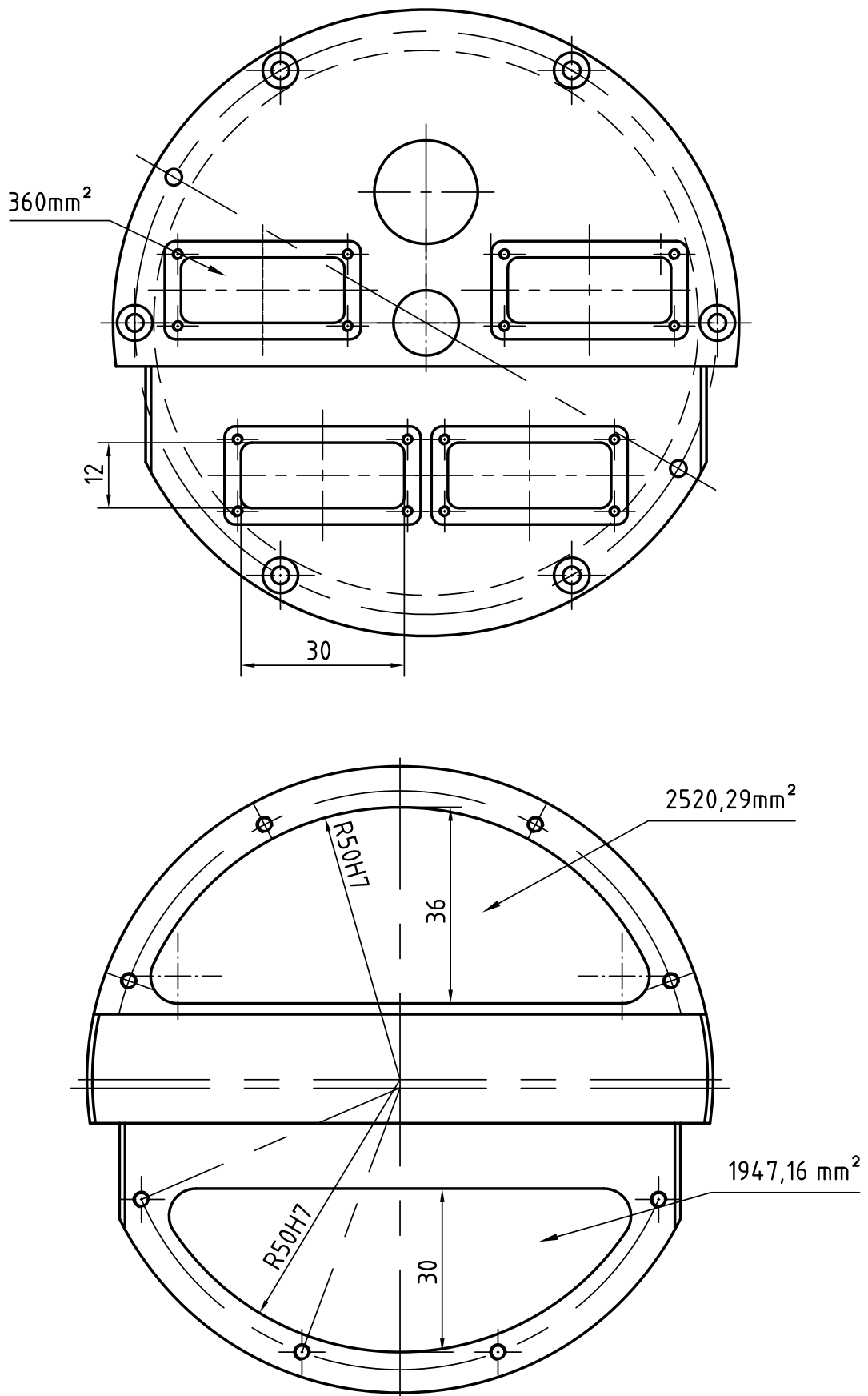


Abb. A.2: Vorder- und rückseitige Öffnungen des Zylinders

### A.3 Sensorik

Nachfolgend ist die für die Untersuchungen verwendete Sensorik und erweiterte Messtechnik aufgelistet. Die Sensorspezifikationen werden nicht explizit aufgelistet, sondern können den verfügbaren Datenblättern entnommen werden.

#### Sensorik:

Messpunkt	Messgröße	Fabrikat	Typ
$c_{S3}$	Geschwindigkeit	Dantec	RP00762
$F_S$	Kraft	Brüel & Kjaer	8201
$\bar{p}_1$	Absolutdruck	STS	ATM.1ST1.0915.0147.21.U
$\tilde{p}_{S1} \dots \tilde{p}_{S6}$	dynamischer Druck	Kistler	7061B
$p_{K1a} \dots p_{K2b}$	Absolutdruck	Keller	M5HB
$p_{KZ}$	dynamischer Druck	Kistler	7005
$\dot{V}$	Volumenstrom	Flow Meter Group	ETTM G1600 DN200 PN16
$x_G$	Weg	Micro-Epsilon	ES4
$x_A, x_B$	Weg	Micro-Epsilon	optoNCDT 1320
$\Delta p$	Differenzdruck	Rosemount	Model 3051
$T_1$ bzw. $\vartheta_1$	Temperatur	JUMO	902020

#### Erweiterte Messtechnik:

Bezeichnung	Fabrikat	Typ
Schwingerreger	TiraVib	TV 51110-M
Ladungsverstärker für 8201	Brüel & Kjaer	2635
Ladungsverstärker für 7061B	Kistler	5018A

Tab. A.1: Auflistung der verwendeten Sensorik und der erweiterten Messtechnik



## A.4 Berechnung des Drucks im Zylinderraum

Nachfolgend wird der Ablauf zur Berechnung des Drucks im Zylinderraum vorgestellt. Die Berechnung benötigt lediglich den messtechnisch erfassten Verlauf der Gitter- bzw. Kolbenbewegung  $x_G$  sowie Initialisierungsbedingungen für den Druck  $p_{K2}$ , die Dichte  $\rho_{K2}$ , das Volumen  $V_{K2}$ , die resultierende Masse  $m_{K2}$  sowie den konstanten Druck in Zylinderraum 1  $p_{K1}$ . Zudem müssen die Kolbenfläche  $A_K$ , die Spaltfläche  $A_{Sp}$  und der Verlustbeiwert für die Spaltströmung  $\zeta_{Sp}$  vorgegeben werden. Anschließend wird folgende Berechnungsvorschrift für jeden Zeitschritt  $n + 1$  auf Basis des alten Zeitschrittes  $n$  durchgeführt:

1. Bestimmung des aktuellen Volumens:

$$V_{K2}^{n+1} = \bar{V} + A_K \cdot \tilde{x}_G \quad (\text{A.14})$$

2. Berechnung der theoretischen Dichte ohne Spaltströmung:

$$\rho_{K2}^{n+1} = \frac{m_{K2}^n}{V_{K2}^{n+1}} \quad (\text{A.15})$$

3. Isentrope Berechnung einer entsprechenden Druckänderung:

$$p_{K2}^{n+1} = p_{K2}^n \cdot \left( \frac{\rho_{K2}^{n+1}}{\rho_{K2}^n} \right)^\kappa \quad (\text{A.16})$$

4. Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit im Kolbenspalt:

$$c_{Sp} = \text{sgn}(p_{K2}^{n+1} - p_{K1}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |(p_{K2}^{n+1} - p_{K1})|}{\zeta_{Sp} \cdot \rho_{K2}^{n+1}}} \quad (\text{A.17})$$

Für den Fall, dass der Druck in Zylinderraum 2 unterhalb des Drucks in Zylinderraum 1 liegt, wird vereinfacht dennoch auf die Dichte in Zylinderraum 2 zurückgegriffen.

5. Bestimmung der verbliebenen Masse im Zylinderraum:

$$m_{K2}^{n+1} = m_{K2}^n + \rho_{K2}^{n+1} \cdot A_K \cdot c_{Sp} \cdot \Delta t \quad (\text{A.18})$$

6. Bestimmung der korrigierten Dichte:

$$\rho_{K2}^{n+1} = \frac{m_{K2}^{n+1}}{V_{K2}^{n+1}} \quad (\text{A.19})$$

7. Abschließende Berechnung der Drucks in Zylinderraum 2:

$$p_{K2}^{n+1} = p_{K2}^n \cdot \left( \frac{\rho_{K2}^{n+1}}{\rho_{K2}^n} \right)^\kappa \quad (\text{A.20})$$

## A.5 Modell Gasmengenversuchsstand

Nachfolgend werden die Abmessungen des für die numerischen Untersuchungen verwendeten Modells des Gasmengenversuchsstands aufgelistet. Der Bezugsquerschnitt für die nachfolgend aufgeführten Verlustbeiwerte ist jeweils das Ende des Elements in Strömungsrichtung. Die dazugehörige Querschnittsfläche kann über die aufgeführten Durchmesser ermittelt werden.

<b>Element</b>	<b>Länge</b>	<b>Durchmesser</b>	<b>Verlustbeiwert</b>
$RL_1$	0,4 m	0,2065 m	1,0
$PB_1$	1,2 m	1,6 m	–
$PB_2$	0,4 m	1,6 m	–
$BP_1$	0,1 m	0,0895 m	0,2
$PG_1$	0,05 m	0,2065 m	siehe Abb. 8.23
$PG_2$	0,34 m	0,2065 m	–
$MS_1$	12,32 m	0,2065 m	–
$MS_2$	4,64 m	0,2065 m	–
$KH_1$	0,2 m	0,058 m	2,9 ( $\alpha_{KH} = 0,085$ )
$RL_2$	1,4 m	0,2065 m	–

Tab. A.2: Auflistung der geometrischen Abmessungen der einzelnen Modellelemente des Gasmengenversuchsstands

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name	Patrick Tetenborg
Geburtsdatum	20.11.1987
Geburtsort	Ibbenbüren

---

## Schulbildung

1993 - 1997	St. Anna Grundschule, Dreierwalde
1997 - 2007	Kopernikus Gymnasium, Rheine

---

## Studium

2007 - 2010	Wirtschaftsingenieurwesen BA Emsland, Lingen Abschluss: Bachelor of Engineering
2010 - 2013	Maschinenbau TU Dortmund, Dortmund Abschluss: Master of Science

---

## Berufliche Tätigkeit

2007 - 2010	Duales Studium KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG, Rheine
2010 - 2013	Werksstudent KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG, Rheine
2013 - 2017	Wissenschaftlicher Angestellter FG Fluidtechnik, TU Dortmund
2013 - 2017	Messingenieur KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG, Rheine
Seit 2017	Projektleiter KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG, Rheine