



19. VDI-Kongress

SIMVEC – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung

Baden-Baden, 20. und 21. November 2018

VDI-BERICHTE

Herausgeber:

VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek (German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2018

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck.

Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder. Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092333-8

Berücksichtigung des akustischen Verhaltens komplexer Bauteile bei der simulativen Druckschwingungsanalyse

Messtechnische Ermittlung des akustischen Bauteilverhaltens, Modellsynthese und Anwendung

Dr.-Ing. **Heiko Baum**, Dipl.-Ing. **Benjamin Erzberger**,
FLUIDON GmbH, Aachen

Kurzfassung

In fluidtechnischen Systemen von Kraftfahrzeugen kommt es immer wieder zu Druckschwingungen, die Ursache für Probleme und Beanstandungen sind. Dabei spielt es zunächst einmal keine Rolle, ob es sich um ein hydraulisches oder pneumatisches System handelt. Hydraulische Beispiele sind klassischerweise Bremssysteme, Kupplungsbetätigungen und Servolenkungen aber auch der gesamte Bereich der Kraftstoffversorgung oder das SCR-System der Abgasnachbehandlung. Beispiele für pneumatische Systeme sind die Kanäle der Klimaanlage, die Benzindampfabsaugung des Kraftstofftanks oder die Abgasanlage. Im Prinzip also alle fluidtechnischen Systeme, bei denen Bauteile über Rohre oder Schläuche miteinander verbunden sind.

Komplexere Bauteile dieser Systeme bestehen in der Regel aus einer Abfolge von verzweigten Kanälen und Volumen, deren Materialverhalten sich häufig auch noch druck- bzw. temperaturabhängig ändert. Die analytische Beschreibung des akustischen Verhaltens (Impedanz) dieser Bauteile ist schwierig und mittels physikalischer Simulationsmodelle nur sehr aufwändig möglich.

In diesem Beitrag wird ein alternativer Ansatz vorgestellt, bei dem die Bauteilimpedanz durch ein Ersatzmodell beschrieben wird, dessen Parameter aus aufbereiteten Messdaten ermittelt werden. Hierzu kommt ein Messverfahren zum Einsatz, mit dem die Impedanz beliebiger hydraulischer und pneumatischer Bauteile kurzfristig messtechnisch ermittelt werden kann.

Abstract

In automotive fluid power systems pressure oscillations are quite common, which are the cause of problems and complaints. It thereby does not matter whether it is a hydraulic or pneumatic system. Classic hydraulic examples are braking systems, clutch actuations and power steering as well as the entire framework of the fuel supply or the SCR system of exhaust aftertreatment.

Examples of pneumatic systems are the air-conditioning channels, the gasoline vapor extraction of the fuel tank or the exhaust system. In principle, all fluid-technical systems in which components are connected via pipes and hoses.

More complex components of these systems usually consist of a sequence of branched channels and volumes, whose material behavior may also change depending on the pressure or temperature. The analytical description of the acoustic behavior (impedance) of these components is difficult and can only be done very laboriously by means of physical simulation models. In this paper, an alternative approach is presented, in which the component impedance is represented by a replacement model whose parameters are determined from processed measurement data. For this purpose, a measuring method is used, with which the impedance of any hydraulic and pneumatic components can be measured at short notice.

1. Einleitung

Üblicherweise denkt man bei der Analyse von Druckschwingungsproblemen in Leitungssystemen an CFD-Simulationen, fürchtet allerdings auch deren anspruchsvolle Modellerstellung und die häufig sehr langen Rechenzeiten.

Wenn es primär darum geht, eine schnelle Problemanalyse durchzuführen oder die Entwicklung von Abhilfemaßnahmen durch Parameterstudien zu unterstützen, dann hat sich die 1D-Simulation in den letzten Jahren zu einer praxistauglichen Alternative bzw. Ergänzung zur CFD-Simulation entwickelt. Vorteile der 1D-Simulation sind der relativ einfache Modellaufbau und die im Vergleich zur CFD-Simulation kurze Rechenzeit.

Die Modellierung des Leitungssystems erfolgt in der 1D-Simulation direkt über Geometrie- und Materialparameter. Soll auch viskoelastisches Materialverhalten berücksichtigt werden, so ist dies ebenfalls möglich, es werden allerdings weitere Materialparameter benötigt, die messtechnisch ermittelt werden müssen [1]. Aufwändiger ist die Modellierung komplexer Bauteile. Das akustische Verhalten (die Impedanz) dieser Bauteile muss bekannt sein, um die Schwingungssituation ganzheitlich abbilden zu können.

Da eine Druckschwingungssimulation häufig zur Lösung von akuten Problemfällen eingesetzt wird, bei denen es auf eine zeitnahe Hilfestellung ankommt, sollten die Modellierungsansätze zur Abbildung der Bauteilimpedanz auch keine komplizierten physikalischen Ansätze enthalten, die zeitaufwändige Berechnungen benötigen oder die umfangreich zu validieren sind.

2. Druckschwingungsanalyse mit idealisiertem Leitungsabschluss

Der Einstieg in die Druckschwingungsanalyse wird zunächst am Beispiel einer geraden Rohrleitung der Länge L_R mit konstantem Durchmesser d_R beschrieben **Bild 1**. In der Rohrleitung

breiten sich Druck- und Volumenstimpulsationen als ebene Wellen aus, die an den Leitungsenden reflektiert werden. Das dynamische Verhalten der Leitungsabschlusselemente hat dabei maßgeblichen Einfluss darauf, wie die Druckwellen reflektiert werden. Man spricht in diesem Zusammenhang von der Abschlussimpedanz der Leitung. Für ergänzende Information zu Schallvorgängen in Leitungen wird auf [2] und zur technischen Akustik im Allgemeinen auf [3] verwiesen.

Das geschlossene Ende einer geraden Rohrleitung bildet den Sonderfall einer unendlichen Abschlussimpedanz, wodurch es zur Reflektion einer Druckwelle mit dem Reflexionsfaktor $R = 1$ (Totalreflexion) kommt. Die erste Eigenfrequenz der Rohrleitung wird nach der in Bild 1 oben gezeigten Formel berechnet, was zeigt, dass die beidseitig geschlossene Rohrleitung der $\lambda/2$ -Resonanzbedingung unterliegt.

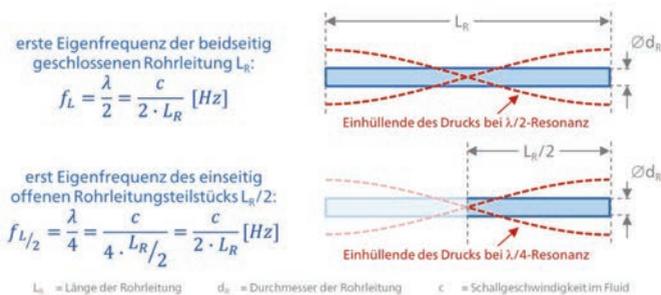


Bild 1: Erste Eigenfrequenz der beidseitig geschlossenen Rohrleitung

Ebenfalls in Bild 1 eingezeichnet ist die Einhüllende des Wechseldrucks im $\lambda/2$ Resonanzfall. Die Einhüllende ist symmetrisch und der Druckknoten liegt genau in der Mitte der Rohrleitung. Wird die Rohrleitung genau im Druckknoten durchtrennt, dann entstehen zwei Teilsysteme mit der Rohrleitungslänge $L_R/2$, die jetzt jedoch einseitig offen sind. Die Abschlussimpedanz eines offenen Rohrleitungsendes ist Null, was ebenfalls einen Sonderfall darstellt. Eine Druckwelle wird am offenen Leitungsende mit dem Reflexionsfaktor $R = -1$ reflektiert.

Die erste Eigenfrequenz des einseitig offenen Rohrleitungsteilstücks wird mit der in Bild 1 unten angegebenen Formel berechnet, was in diesem Fall zeigt, dass die einseitig offene Rohrleitung der $\lambda/4$ -Resonanzbedingung unterliegt. Die erste Eigenfrequenz ($\lambda/2$ -Resonanz) der beidseitig geschlossenen Rohrleitung L setzt sich demnach aus zwei Teilsystemen zusammen, die der $\lambda/4$ -Resonanzbedingung unterliegen und die mit ihren offenen Enden aneinandertoßen.

Dieses theoretische Ergebnis wird jetzt zunächst mit dem in **Bild 2** gezeigte Simulationsmodell überprüft. In der Mitte befindet sich die beidseitig geschlossene gerade Rohrleitung, die aus

mehreren Rohr- und Schlauchelementen, welche alle einheitlich als Stahlleitung parametrisiert sind, und zwei geschlossenen Leitungsabschlussbauteilen modelliert ist. Ein Funktionsgenerator auf der rechten Seite repräsentiert die Pumpe und erzeugt die Anregung. Die Signalleitungen und Bauteile oberhalb der Rohrleitung dienen der Visualisierung der Druckschwingung. Der Druck entlang der Mittelachse der Rohrleitung wird hiermit in eine Datei geschrieben und es entsteht eine Datenmatrix aus Druckwerten, deren x-Achse die Rohrleitungslänge und deren y-Achse die Simulationszeit bzw. die Anregungsfrequenz ist.

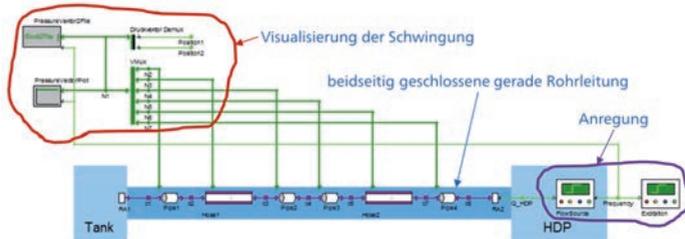


Bild 2: Simulationsmodell der beidseitig geschlossenen Rohrleitung

Während der Simulation wird der Rohrleitung eine sinusförmige Volumenstrompulsation aufgebracht, was idealisiert der Anregung durch eine Pumpe entspricht. Der mittlere Volumenstrom der Anregung ist Null, was z. B. mit dem Schubbetrieb einer Kraftstoffpumpe vergleichbar ist. Die Frequenz der Sinusanregung wird über der Simulationszeit variiert, wodurch eine sweep-förmige Anregung der Rohrleitung erreicht wird, ähnlich dem Betriebsverhalten eines Fahrzeughydrauliksystems bei einer Motordrehzahlrampe.

Was in der Rohrleitung passiert, wenn die Anregungsfrequenz die Eigenfrequenz „trifft“, ist in **Bild 3** zu sehen.

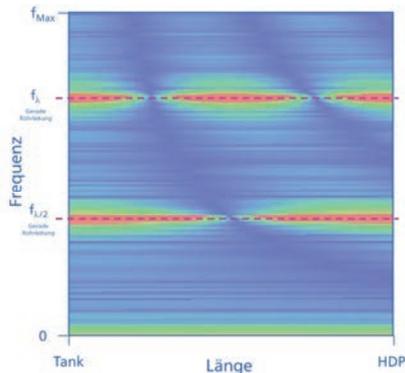


Bild 3: Druckvektorplot der beidseitig geschlossenen geraden Rohrleitung

Dargestellt als „Druckvektorplot“ ist eine farblich skalierte Draufsicht auf die gespeicherten Druckwerte der Datenmatrix. Die Rohrleitung (x-Achse) startet beim Tank bzw. Verbraucher und die Position der Pumpe definiert das Ende der Rohrleitung bzw. der x-Achse. Auf der y-Achse ist nicht die Simulationszeit, sondern die Frequenz der Anregung aufgetragen. Dies ist möglich, da die Anregungsfrequenz während der Simulation linear geändert wurde und somit jedem Simulationszeitpunkt eine entsprechende Frequenz zugeordnet werden kann. Die waagerechten Linien kennzeichnen die erste Eigenfrequenz ($\lambda/2$ -Resonanz) und die zweite Eigenfrequenz (λ -Resonanz).

Im Druckvektorplot in Bild 3 ist deutlich zu erkennen, wann die Anregungsfrequenz die Eigenfrequenzen der Rohrleitung bei $f_{\lambda/2}$ und bei f_{λ} „trifft“. Wird die Anregungsfrequenz kontinuierlich erhöht, dann bauen sich die Resonanzen zunächst langsam auf, erreichen ihre Maxima und klingen wieder ab. In der Draufsicht ähnelt die Form der visualisierten Druckpulsation der in Bild 1 abgebildeten Einhüllenden (darf aber nicht mit dieser verwechselt werden), wodurch die Resonanzen sehr einfach zu identifizieren sind.

Auch bei der zweiten Eigenfrequenz der Rohrleitung (Bild 3) ist eine symmetrische Aufteilung zu erkennen. Wie **Bild 4** zeigt, kann hier derselbe Zerlegungsansatz (Schnitt im Druckknoten) wie bei der ersten Eigenfrequenz in Bild 1 angewandt werden.

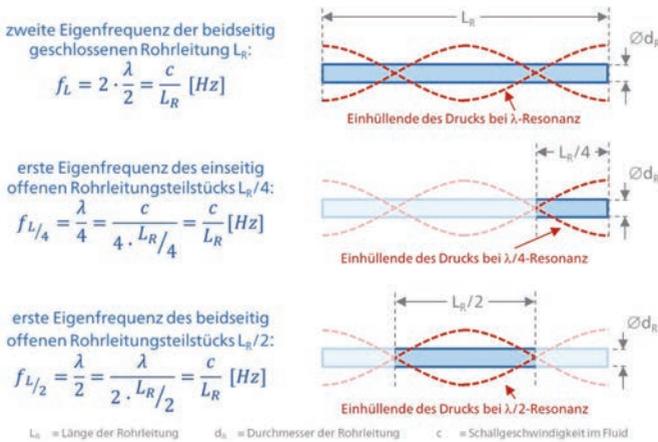


Bild 4: Zweite Eigenfrequenz der beidseitig geschlossenen Rohrleitung

Es entstehen Teilsysteme, deren erste Eigenfrequenz gleich ist mit der Frequenz der aktuell betrachteteten Eigenfrequenzordnung des Gesamtsystems. Der Vollständigkeit halber ist in Bild 4 noch gezeigt, dass auch eine beidseitig offene Rohrleitung der $\lambda/2$ -Resonanzbedingung unterliegt, nur dass sich hier der Druckbauch der ersten Eigenfrequenz in der Rohrleitungsmitte befindet.

Wie schon bei der ersten Eigenfrequenz kann also auch die zweite Eigenfrequenz der beidseitig geschlossenen Rohrleitung durch Teilsysteme zusammengesetzt werden, die in ihrer jeweiligen ersten Eigenfrequenz schwingen und die mit ihren offenen Enden gegeneinanderstoßen. Die Leitungsabschlussteilstücke (Randelemente) unterliegen dabei allerdings stets der $\lambda/4$ -Resonanzbedingung, was später bei der Betrachtung realistischer Leitungsabschlüsse noch wichtig wird. Es gilt $\lambda = \lambda/4$ linkes Randstück + $\lambda/2$ Mittelstück + $\lambda/4$ rechtes Randstück. Aus Bild 4 ist außerdem ersichtlich, dass im Fall der geraden Rohrleitung mit idealen Leitungsabschlüssen die höheren Ordnungen der Eigenfrequenzen mit einem ganzzahligen Vielfachen ($1/2 \lambda, \lambda, 3/2 \lambda$, usw.) der ersten Eigenfrequenz auftreten, was natürlich die Druckschwingungsanalyse erleichtert, da die Frequenzen sehr einfach zu lokalisieren und bestimmten Schwingungsrandbedingungen zuzuordnen sind. Leider gestaltet sich die Frequenzabfolge bzw. die Schwingungssituation in der Realität aufgrund der nicht idealen Leitungsabschlüsse deutlich komplizierter, was am Beispiel eines Kraftstoff-Niederdrucksystems erläutert wird.

3. Synthese des Impedanzersatzmodells

Eine Pumpe oder die Fördereinheit der Kraftstoffversorgung besteht aus einer Abfolge von Kanälen und Volumen, deren Materialverhalten sich druck- bzw. temperaturabhängig ändert und die sich eventuell auch noch verzweigen. Die Analyse der Druckschwingungen in diesen Bauteilen ist daher sehr schwierig und auch mittels physikalischer Simulationsmodelle, wie das Beispiel einer Dämpferdose in [4] zeigt, nur sehr aufwändig möglich.

Eigentlich ist für die Druckschwingungsanalyse aber auch nur von Interesse, was passiert, wenn eine Druckwelle von der Rohrleitung kommend in das Abschlussbauteil einläuft, irgendwann irgendwie aus diesem Bauteil wieder herauskommt und mit der zu diesem Zeitpunkt in das Bauteil einlaufenden Druckwelle überlagert wird. Je nach Phasenunterschied der beiden Druckwellen kommt es dann zu einer Erhöhung ($\Delta\varphi = 0$) oder zu einer Reduktion ($\Delta\varphi = 180$) der Druckamplitude. Die Kenngröße, die dieses Verhalten beschreibt, ist die Eingangsimpedanz des Bauteils.

Die Eingangsimpedanz ist unglücklicherweise abhängig von der Frequenz der Druckpulsation, wodurch sie auf theoretischem Wege wiederum nur sehr schwer zu bestimmen ist. Die Messung der Eingangsimpedanz einer Pumpe oder Fördereinheit, z. B. nach der ISO 10767-1:1996 – Teil 1 [5], und die anschließende Nachbildung des Impedanzverlaufs durch ein Ersatzmodell ist in diesem Zusammenhang eine elegante Alternative, um die Frequenzabhängigkeit der Eingangsimpedanz in der Simulation zu berücksichtigen.

Das einfachste Ersatzmodell einer Eingangsimpedanz basiert auf der Analogie zwischen dem gemessenen Impedanzverlauf und dem Impedanzverlauf eines Helmholtz-Resonators. **Bild 5** zeigt die Prinzipskizze des Resonators und die allgemeinste Formel zur Berechnung von dessen Eigenfrequenz, die wiederum identisch ist mit der Frequenz der Tilgerstelle im Impedanzverlauf des Resonators.

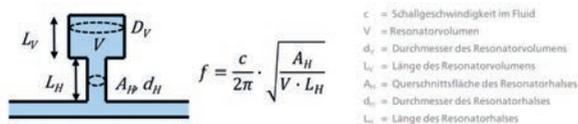


Bild 5: Prinzipskizze und Eigenfrequenz eines Helmholtz-Resonators

Durch entsprechende Wahl der Parameter Volumen V , Querschnittsfläche des Resonatorhalses A_H und Länge des Resonatorhalses L_H wird der Impedanzverlauf des Helmholtz-Resonators dem der gemessenen Impedanz der Pumpe oder Fördereinheit angepasst. Dies geschieht im Frequenzbereich und kann automatisiert erfolgen. In Bild 5 nicht dargestellt ist die Berech-

nung der Schallgeschwindigkeit c unter Berücksichtigung des druckabhängigen Kompressionsmoduls der Flüssigkeit und die Berücksichtigung der Reibung im Resonatorhals. Durch die Reibung wird die Ausprägung der Tilgerstelle des Ersatzmodells an die Messung angepasst.

4. Reale Bauteilimpedanz und deren Abbildung durch das Impedanzersatzmodell

Bild 6 präsentiert die gemessenen druckabhängigen Eingangsimpedanzen der Saugseite einer Kraftstoffpumpe (HDP) und die anschließend simulierte Eingangsimpedanz für 5 bar.

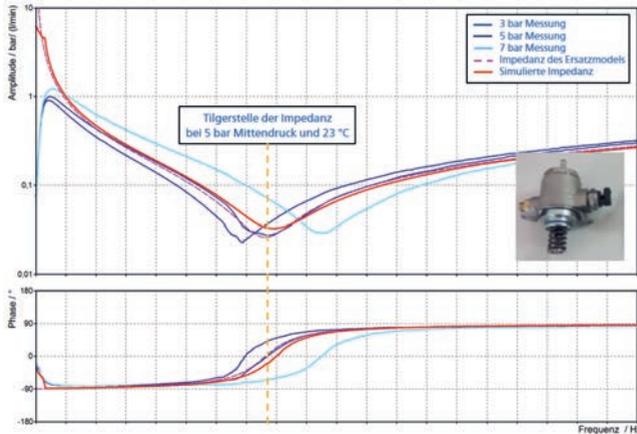


Bild 6: Gemessene und simulierte saugseitige Eingangsimpedanz einer Kraftstoffpumpe

Gut zu erkennen ist, dass sich die Tilgerstellen der gemessenen Impedanzen druckabhängig verschieben. Ursache dieser Verschiebung ist die mittendruckabhängige Versteifung der Membrandämpfer im Deckel der Pumpe. Dieser Effekt kann bei Bedarf mit dem in [4] beschriebenen erweiterten Ersatzmodell berücksichtigt werden. Im Beispiel wird jedoch nur die Impedanz bei einem festen Druck betrachtet, da der Fokus dieses Beitrags auf den dynamischen Effekten liegt, die sich aus der bloßen Existenz der Eingangsimpedanzen ergeben.

Als „Impedanz des Ersatzmodells“ wird in Bild 6 die Kurve des Helmholtz-Resonators bezeichnet, die direkt aus den identifizierten Parametern im Frequenzbereich berechnet wurde. Die „simulierte Impedanz“ ist entsprechend ISO 10767-1:1996 – Teil 1 aus dem Ergebnis der Zeitbereichssimulation berechnet. Obwohl es noch leichte Abweichungen in der Dämpfung der Tilgerstelle gibt, zeigen Amplituden- und Phasenverlauf eine so gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation, dass die gefundenen Parameter direkt für die simulative Druckschwingungsanalyse genutzt werden können.

In **Bild 7** sind die gemessenen temperaturabhängigen Eingangsimpedanzen einer Fördereinheit und die simulierte Eingangsimpedanz bei 23 °C und 5 bar gezeigt. Auch hier ist eine gute Übereinstimmung des Amplituden- und Phasenverlaufs zwischen Messung und Simulation gegeben.

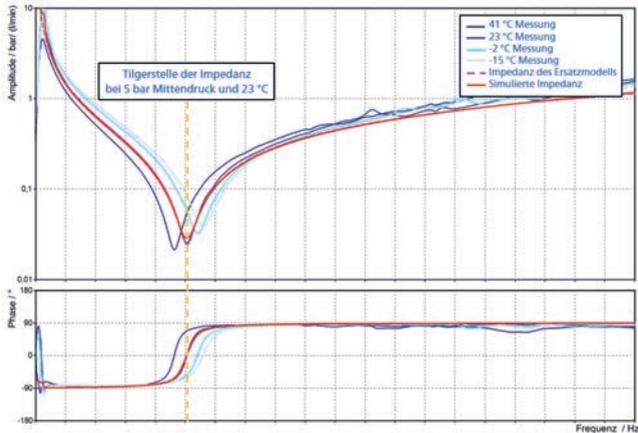


Bild 7: Gemessene und simulierte Impedanz einer Fördereinheit

Bild 6 und Bild 7 belegen, dass ein Helmholtz-Resonator eine elegante Möglichkeit darstellt, das dynamische Verhalten der Leitungsabschlüsse in der Simulation abzubilden. Die gefundenen Geometriewerte werden anschließend für die Zeitbereichssimulation übernommen und mit der Rohrleitung aus Bild 2 zu einem Gesamtsystem verbunden. Die Schwingungssituation in diesem erweiterten System wird dann erneut analysiert.

5. Druckschwingungsanalyse mit Impedanzersatzmodell

Welchen Einfluss realistischere Leitungsabschlüsse auf das Druckschwingungsverhalten eines Leitungssystems haben, wird zunächst wieder an einem ideal symmetrischen Beispielsystem untersucht. Die Rohrleitung aus Bild 2 wird hierzu an beiden Seiten um jeweils ein Ersatzmodell ergänzt, dessen Resonatorhals den gleichen Durchmesser wie die Rohrleitung hat. Das Volumen und die Resonatorhalslänge sind so gewählt, dass die Eigenfrequenz des Ersatzmodells gleich ist mit der $\lambda/2$ -Eigenfrequenz der Rohrleitung. Der Schwingungszustand in diesem neuen System ist in **Bild 8** dargestellt.

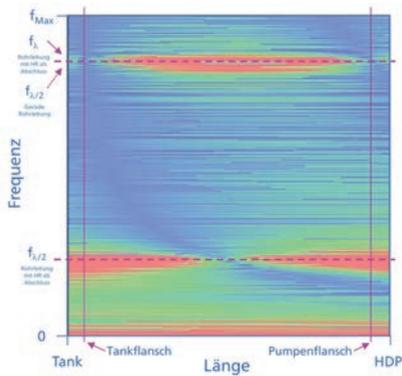


Bild 8: Druckvektorplot des Systems mit identischen Leitungsabschlüssen

Die beiden senkrechten Linien im Druckvektorplot markieren die Trennstellen zwischen der Rohrleitung und den Ersatzmodellen. Um an dieser Stelle Fehlinterpretationen zu vermeiden, sei noch einmal ausdrücklich erwähnt, dass sich die Längen links und rechts der senkrechten Linie aus den Längen des Ersatzmodells ergeben und nichts mit den Längen im realen Bauteil zu tun haben. Wird die Kenntnis der exakten Schwingungssituation innerhalb der Leitungsabschlussbauteile benötigt, dann muss das jeweilige Ersatzmodell durch ein physikalisch modelliertes Teilsystem ersetzt werden!

Für den Transfer der theoretischen Betrachtungen auf ein reales Leitungssystem ist somit nur die Druckpulsation zwischen den beiden senkrechten Linien wichtig. Die linke senkrechte Linie repräsentiert in diesem Zusammenhang den Anfang der Leitung am Tankflansch und die rechte senkrechte Linie repräsentiert das Ende der Leitung am Flansch der Pumpe. In der Nähe dieser beiden Positionen befinden sich in der Regel auch Drucksensoren, wenn im realen Leitungssystem eine Druckpulsationsmessung durchgeführt wird.

Der Druckvektorplot von Bild 8 zeigt erneut ein symmetrisches Schwingungsbild, bei dem auffällt, dass die zweite Eigenfrequenz (λ -Resonanz) des neuen Systems mit der ersten Eigenfrequenz ($\lambda/2$ -Resonanz) der ursprünglichen Rohrleitung zusammenfällt. Außerdem liegen die Druckknoten der Schwingung genau auf den markierten Trennstellen. Eine Erklärung hierfür liefert die in **Bild 9** dargestellte grafische Zerlegung der Schwingung in Teilschwingungen.

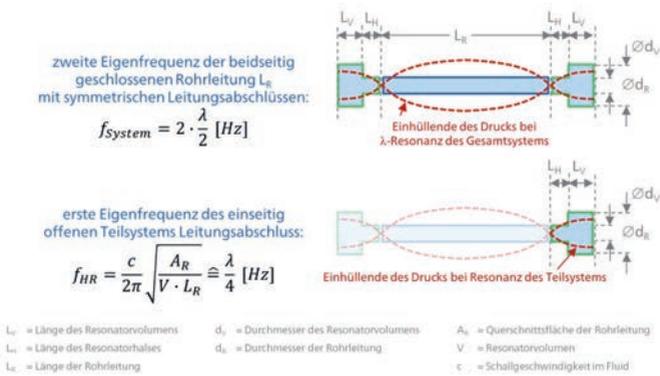


Bild 9: Zweite Eigenfrequenz eines Systems mit identischen Leitungsabschlüssen

Die Rohrleitung hat an beiden Seiten ein offenes Ende und schwingt somit als $\lambda/2$ -Teilsystem, was dann auch die Übereinstimmung mit der $\lambda/2$ -Resonanz der beidseitig geschlossenen Leitung aus Bild 1 erklärt. Die beiden Helmholtz-Resonatoren der Leitungsabschlüsse schwingen ebenfalls in ihrer Eigenfrequenz, wobei die Einhüllende des Druckes, der der $\lambda/4$ -Resonanz der einseitig offenen Rohrleitung ähnelt. Aufgrund der Querschnittserweiterung im Resonatorvolumen ist die Druckamplitude hier jedoch niedriger als in der Rohrleitung, was auch im Vergleich von Bild 3 mit Bild 8 zu erkennen ist. Auf eine ausführlichere Diskussion der Resonanzen in einem Helmholtz-Resonator wird an dieser Stelle verzichtet, da im Kontext dieses Beitrags nur dessen erste Eigenfrequenz relevant ist. Für die weitere Interpretation der Schwingungssituation im Beispielsystem ist es allerdings wichtig festzuhalten, dass ein Helmholtz-Resonator, der in seiner ersten Eigenfrequenz schwingt, auch die $\lambda/4$ -Resonanzbedingung für ein Leitungsabschlussteilstück erfüllt.

Nach diesen Vorbetrachtungen lässt sich die Zerlegung der ersten Eigenfrequenz eines Systems mit symmetrischen Leitungsabschlüssen sehr einfach interpretieren. In **Bild 10** wird das System im Druckknoten aufgeschnitten und es entstehen zwei neue symmetrische Helmholtz-Resonatoren, deren Resonatorlängen sich jeweils um die Rohrleitungslänge $L_R/2$ verlängern. Hierdurch ergibt sich eine neue Eigenfrequenz für die $\lambda/4$ -Teilsysteme, die dann auch die erste Eigenfrequenz für das zusammengesetzte Gesamtsystem ist.

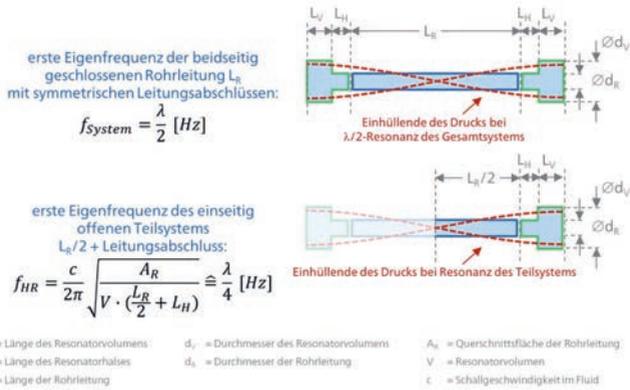


Bild 10: Erste Eigenfrequenz eines Systems mit identischen Leitungsabschlüssen

Welchen Zahlenwert die neue erste Eigenfrequenz hat, das hängt allerdings von der Dimensionierung des Helmholtz-Resonator ab, da die zusätzliche Resonatorhalslänge „unter die Wurzel wandert“ und dort mit den Geometrieparametern des Helmholtz-Resonators verrechnet wird.

Leider sind in den meisten Leitungssystem die Abschlussbauteile nicht symmetrisch, sodass sich die Eingangsimpedanzen in der Frequenz der Tilgerstelle und dem Verlauf der Impedanz unterscheiden. **Bild 11** zeigt, wie sich das Schwingungsverhalten im Beispielsystem verändert, wenn realistische Ersatzmodelle verwendet werden.

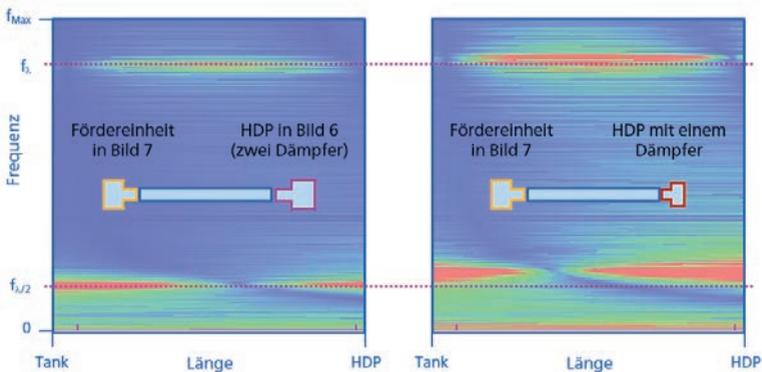


Bild 11: Einfluss der Resonatorgröße auf die Eigenfrequenzen eines Systems mit realitätsnahen Leitungsabschlüssen

In beiden Simulationen reproduziert das Ersatzmodell der Fördereinheit den Impedanzverlauf aus Bild 7. Im linken Druckvektorplot bildet das Ersatzmodell die Eingangsimpedanz der

Pumpe aus Bild 6 nach. Diese Pumpe hat einen Deckel mit zwei Dämpferelementen. Für die Simulation, die dem rechten Druckvektorplot zugrunde liegt, wurde die Eingangsimpedanz einer Pumpe verwendet, die nur noch ein Dämpferelement hat. Beide Simulationen sind mit der gleichen Pulsation angeregt worden.

Das Schwingungsverhalten in den beiden Druckvektorplots von Bild 11 ist jetzt nicht mehr symmetrisch. Im linken Druckvektorplot ist der Druckknoten der ersten Eigenfrequenz in Richtung Pumpe verschoben. Wird jetzt die Pumpe getauscht (rechter Druckvektorplot in Bild 11), dann verschiebt sich der Druckknoten deutlich in Richtung Tank, die erste Eigenfrequenz des Beispielsystems hat eine höhere Frequenz und die Druckamplituden im Resonanzfall sind generell größer. Die zweite Eigenfrequenz bleibt beim Wechsel der HDP allerdings annähernd ortsfest, hat aber eine deutlich höhere Druckamplitude.

Ursächlich für die Veränderungen im Schwingungsbild der beiden Druckvektorplots aus Bild 11 ist die deutlich unterschiedliche Eingangsimpedanz der beiden Pumpen. Die Eigenfrequenz des Ersatzmodells (Tilgerstelle der Impedanzkurve) der Pumpe mit einem Dämpferelement ist um den Faktor 1,76 größer als die der Pumpe aus Bild 7. Gleichzeitig aber ist das Volumen des Ersatzmodells dieser Pumpe um den Faktor 0,41 kleiner als das der Pumpe aus Bild 7.

Im unsymmetrischen Fall ist die Interpretation der Schwingungssituation auch nicht mehr so einfach wie in Bild 10. Zum Abgleich der Ersatzmodelle wird nämlich auch der Resonatorhalsdurchmesser angepasst, sodass der Resonatorhals des „neuen“ Helmholtz-Resonators“ aus zwei Teillängen unterschiedlichen Durchmessers besteht. **Bild 12** zeigt, wie dennoch die Berechnung der ersten Eigenfrequenz durch die Aufteilung des Systems im Druckknoten möglich ist.

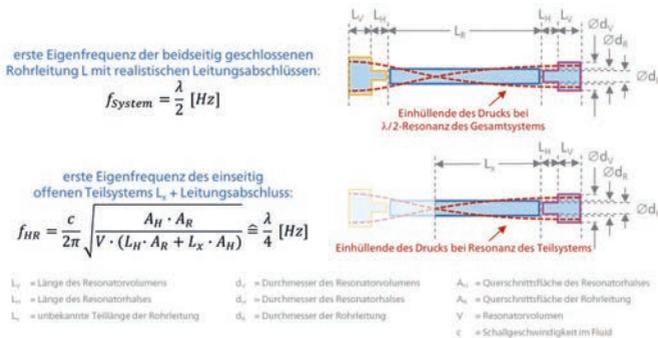


Bild 12: Erste Eigenfrequenz eines Systems mit realistischen Leitungsabschlüssen

Damit die Frequenz f_{HR} des einseitig offenen Teilsystems berechnet werden kann, muss zunächst noch die unbekannte Länge L_x ermittelt werden. Dies ist möglich, indem die Helmholtz-

Resonator-Gleichung aus Bild 12 auch für den linken Leitungsabschluss aufgestellt wird. Hier ist die unbekannte Länge dann $L - L_x$. Gleichsetzen der beiden Gleichungen, Auflösen nach L_x und einsetzen von L_x in eine der beiden Gleichungen liefert dann die Lösung. Auf gleiche Art und Weise kann auch die zweite Eigenfrequenz des Systems zerlegt werden, nur dass dann die beiden Gleichungen für die Leitungsabschlüsse und eine Gleichung für die restliche Rohrleitung gleichgesetzt werden.

6. Interpretation der Druckschwingungssituation

Die Betrachtungen zum Beispielsystem haben gezeigt, dass die Eingangsimpedanzen der Leitungsabschlussbauteile einen deutlichen Einfluss auf das schwingungstechnische Verhalten des Gesamtsystems haben. Im Beispiel des Kraftstoff-Niederdrucksystems kam es durch eine schwingungstechnisch „kleinere“ Pumpe zu einer deutlichen Erhöhung der ersten Eigenfrequenz. Im Umkehrschluss kann die Eigenfrequenz natürlich auch sinken, wenn im System z. B. aufgrund eines Herstellerwechsels oder durch einen Baugrößenwechsel eine schwingungstechnisch „größere“ Pumpe verbaut wird. In beiden Fällen kann sich die erste Eigenfrequenz des Leitungssystems hierdurch in einen Frequenzbereich verschieben, der unglücklich mit einer Systemanregung wie der Leerlaufdrehzahl eines Verbrennungsmotors, korreliert.

Für die Fördereinheit gilt eine zur HDP analoge Argumentationskette. Ändert sich die Baugröße der Fördereinheit, dann kommt es auch hier zu Verschiebungen in den Eigenfrequenzen des Kraftstoff-Niederdrucksystems. Dies gilt insbesondere dann, wenn Teilsysteme, z. B. aus Gründen des Bauteilschutzes, betriebspunktabhängig durch Rückschlagventile abgekoppelt werden. Hierdurch ändert sich das schwingungstechnische Verhalten der Fördereinheit dann sogar schlagartig.

Um Druckpulsationsprobleme bei der Auslegung des fluidtechnischen Systems möglichst frühzeitig zu erkennen, sollten idealerweise alle Kombinationen der infrage kommenden Abschlussbauteile bezüglich ihres Einflusses auf die Eigenfrequenzen des Systems überprüft werden. Wie die theoretischen Betrachtungen zeigen, ist hierbei dann aber stets der Blick auf das Gesamtsystem notwendig. Sind die Abschlussbauteile nicht wie im Theoriebeispiel durch eine homogene Leitung verbunden, sondern, wie in der Realität üblich, durch eine Leitung, die aus unterschiedlichen Materialien besteht oder die Durchmessersprünge enthält, dann erhöht sich die Komplexität der Schwingungssituation noch einmal deutlich, sodass eine analytische Untersuchung äußerst schwierig bzw. zeitaufwändig wird. Die entwicklungsbegleitende Druckschwingungsanalyse ist jetzt nur noch simulativ sinnvoll möglich. Moderne hydraulische 1D-Simulationswerkzeuge [6] sind heutzutage dazu in der Lage, die für die Druckschwingungs-

analyse benötigten Bauteil- und Baugruppenmodelle abzubilden. Die 1D-Simulation liefert anschließend Berechnungsergebnisse, die mit den Ergebnissen einer CFD-Simulation vergleichbar sind, jedoch nur einen Bruchteil deren Rechenzeit benötigt.

7. Zusammenfassung

Die Druckschwingungssimulation in einem fluidtechnischen System kann nur im Gesamtsystem erfolgen, denn die Berücksichtigung der Eingangsimpedanzen der Leitungsabschlussbauteile ist essentiell für Frequenzlage der Schwingung und die Ausprägung der Schwingungsamplitude.

Die Eingangsimpedanz kann in Messungen ermittelt und als Ersatzmodell in der 1D-Simulation berücksichtigt werden. Die 1D-Simulation ist anschließend bestens geeignet, wenn es darum geht, eine schnelle Problemanalyse durchzuführen oder die Entwicklung von Abhilfemaßnahmen durch Parameterstudien zu unterstützen.

Literatur

- [1] Baum, H., Pasquini, E.: Druckschwingungsanalyse von Leitungssystemen mit viskoelastischem Materialverhalten der Rohrwand - Modellsynthese und messtechnische Ermittlung der Modellparameter. Tagungsband zur VDI-Fachtagung SIMVEC 2016 18 (VDI-Bericht 2279), 467-479
- [2] Veit, I.; „Technische Akustik: Grundlagen der physikalischen, physiologischen und Elektroakustik“, Vogel Business Media; Auflage: 6., Aufl. (Juni 2005), ISBN-13: 978-3834330130
- [3] Möser, M.; “Technische Akustik”, Springer Vieweg; Auflage: 10 (30. Oktober 2015); ISBN-13: 978-3662477038
- [4] Baum, H., Erzberger, B.; „Pulsationsdämpfer für ein hybrides Pumpensimulationsmodell - Modellsynthese und messtechnische Ermittlung der Modellparameter“, 3. VDI-Fachtagung Schwingungsdämpfung, 22. - 23.9.2015 in Leonberg bei Stuttgart
- [5] n. n.; “Hydraulic fluid power - Determination of pressure ripple levels generated in systems and components - Part 1: Precision method for pumps, BS ISO 10767-1:1996, 1996
- [6] n. n.; „DSHplus – Simulationsprogramm für fluidtechnisch mechatronische Systeme“, FLUIDON Gesellschaft für Fluidtechnik mbH, Aachen, 2018