

AutoUni – Schriftenreihe

AutoUni 

Jakob Hennig

Virtuelle Prototypen für Lamellenventile in Pkw-Kältemittel- verdichtern

AutoUni – Schriftenreihe

Band 135

Reihe herausgegeben von/Edited by
Volkswagen Aktiengesellschaft
AutoUni

Die Volkswagen AutoUni bietet Wissenschaftlern und Promovierenden des Volkswagen Konzerns die Möglichkeit, ihre Forschungsergebnisse in Form von Monographien und Dissertationen im Rahmen der „AutoUni Schriftenreihe“ kostenfrei zu veröffentlichen. Die AutoUni ist eine international tätige wissenschaftliche Einrichtung des Konzerns, die durch Forschung und Lehre aktuelles mobilitätsbezogenes Wissen auf Hochschulniveau erzeugt und vermittelt.

Die neun Institute der AutoUni decken das Fachwissen der unterschiedlichen Geschäftsbereiche ab, welches für den Erfolg des Volkswagen Konzerns unabdingbar ist. Im Fokus steht dabei die Schaffung und Verankerung von neuem Wissen und die Förderung des Wissensaustausches. Zusätzlich zu der fachlichen Weiterbildung und Vertiefung von Kompetenzen der Konzernangehörigen fördert und unterstützt die AutoUni als Partner die Doktorandinnen und Doktoranden von Volkswagen auf ihrem Weg zu einer erfolgreichen Promotion durch vielfältige Angebote – die Veröffentlichung der Dissertationen ist eines davon. Über die Veröffentlichung in der AutoUni Schriftenreihe werden die Resultate nicht nur für alle Konzernangehörigen sondern auch für die Öffentlichkeit zugänglich.

The Volkswagen AutoUni offers scientists and PhD students of the Volkswagen Group the opportunity to publish their scientific results as monographs or doctor's theses within the "AutoUni Schriftenreihe" free of cost. The AutoUni is an international scientific educational institution of the Volkswagen Group Academy which produces and disseminates current mobility-related knowledge through its research and tailor-made further education courses. The AutoUni's nine institutes cover the expertise of the different business units, which is indispensable for the success of the Volkswagen Group. The focus lies on the creation, anchorage and transfer of new knowledge.

In addition to the professional expert training and the development of specialized skills and knowledge of the Volkswagen Group members, the AutoUni supports and accompanies the PhD students on their way to successful graduation through a variety of offerings. The publication of the doctor's theses is one of such offers. The publication within the AutoUni Schriftenreihe makes the results accessible to all Volkswagen Group members as well as to the public.

Reihe herausgegeben von/Edited by

Volkswagen Aktiengesellschaft

AutoUni

Brieffach 1231

D-38436 Wolfsburg

<http://www.autouni.de>

Weitere Bände in der Reihe <http://www.springer.com/series/15136>

Jakob Hennig

Virtuelle Prototypen für Lamellenventile in Pkw-Kältemittel- verdichtern

 Springer

Jakob Hennig
AutoUni
Wolfsburg, Deutschland

Zugl.: Dissertation, Technische Universität Bergakademie Freiberg, 2018

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse der im Rahmen der AutoUni – Schriftenreihe veröffentlichten Doktorarbeiten sind allein die der Doktorandinnen und Doktoranden.

AutoUni – Schriftenreihe
ISBN 978-3-658-24845-1 ISBN 978-3-658-24846-8 (eBook)
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-24846-8>

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2019

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von allgemein beschreibenden Bezeichnungen, Marken, Unternehmensnamen etc. in diesem Werk bedeutet nicht, dass diese frei durch jedermann benutzt werden dürfen. Die Berechtigung zur Benutzung unterliegt, auch ohne gesonderten Hinweis hierzu, den Regeln des Markenrechts. Die Rechte des jeweiligen Zeicheninhabers sind zu beachten.

Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen. Der Verlag bleibt im Hinblick auf geografische Zuordnungen und Gebietsbezeichnungen in veröffentlichten Karten und Institutionsadressen neutral.

Springer ist ein Imprint der eingetragenen Gesellschaft Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH und ist ein Teil von Springer Nature

Die Anschrift der Gesellschaft ist: Abraham-Lincoln-Str. 46, 65189 Wiesbaden, Germany

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in den Jahren 2014 bis 2017 als Doktorand bei der Volkswagen AG am Standort Salzgitter im Bereich der Entwicklung elektrifizierter Nebenaggregate.

Herrn Prof. Dr. Rüdiger Schwarze gilt mein herzlicher Dank für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit seitens des Instituts für Mechanik und Fluidodynamik der Technischen Universität Bergakademie Freiberg. Die wertvollen Anregungen bei regelmäßigen Treffen sowie der direkte und unkomplizierte Austausch mit dem Institut bildeten die Basis für das Gelingen dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr. Ulrich Groß danke ich für die Erstellung des Zweitgutachtens. Herrn Prof. Dr. Matthias Kröger möchte ich einen herzlichen Dank für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsverfahren an der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik der Technischen Universität Bergakademie Freiberg aussprechen. Weiterhin bedanke ich mich bei Herrn Prof. Björn Kiefer, Ph. D., und bei Herrn Prof. Dr. Oliver Rheinbach für ihre Mitwirkung als Mitglieder der Promotionskommission.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Dr. Andreas Gitt-Gehrke für die Betreuung meiner Arbeit im Fachbereich der Volkswagen AG. Neben einer Vielzahl wertvoller Anregungen, kritischer Diskussionen und motivierender Worte ermöglichte er mir die benötigten Freiräume im dynamischen Tagesgeschäft und die Fokussierung auf die wissenschaftliche Arbeit.

Herrn Stefan Lieske danke ich für die Möglichkeit der Anfertigung dieser Arbeit in der Entwicklungsabteilung. Bei meinem Doktoranden-Gefährten Herrn Dr. Michael König bedanke ich mich für den umfassenden fachlichen Austausch im Bereich der Verdichtertechnik, -erprobung und -modellierung. Für die lehrreiche gemeinsame Projektarbeit möchte ich mich bei Frau Dr. Julia Lemke und den Herren Dr. Christian Schneck, Michael Lüer, Felix Nowak, Daniel Blasko, Julius Pape, Thomas Küppers und Florian Boseniuk bedanken. Zudem bedanke ich mich für den bereichernden Austausch über unterschiedliche Aspekte der numerischen Berechnungsverfahren bei Frau Sabine Baumbach, Herrn Heiko Winterberg und Herrn Alexander Lehnen. Ein weiterer Dank gilt den Herren Maximilian Müller, Norman Welz, Tim Erhardt und Patrick Hadamitzky, die im Rahmen ihrer studentischen Arbeiten wichtige Beiträge zu Simulations- und experimentellen Themen geleistet haben.

Für wertvolle fachliche Diskussionen im Gebiet der Kompressor-, Ventil- und Messtechnik möchte ich mich darüber hinaus bei Herrn Dr. Sven Försterling, Herrn Dr. Nicholas Lemke und Herrn Mario Schlickhoff (alle Fa. TLK-Thermo GmbH, Braunschweig) sowie bei Herrn Carsten Möhl (TU Dresden) bedanken.

Mein abschließender Dank gilt meiner Familie für die fortwährende, bedingungslose Unterstützung und den starken Rückhalt – insbesondere in herausfordernden Zeiten.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	V
Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	XIII
Nomenklatur	XV
Kurzfassung	XXIII
Abstract	XXV
1 Einleitung	1
1.1 Hintergrund und Motivation: Lamellenventile im Pkw-CO ₂ -Verdichter	1
1.2 Ziele und wissenschaftlicher Fortschritt	4
1.3 Aufbau der Arbeit	5
2 Stand des Wissens zur Modellierung von Verdichter-Lamellenventilen	7
2.1 Grundbegriffe und Grundlagen zur Beschreibung des Ventilverhaltens	7
2.1.1 Größen zur Berechnung des Durchflusses	7
2.1.2 Größen zur Berechnung der Druckkraft	10
2.2 Klassifizierung von Ventilmodellen nach Detaillierungsgrad	11
2.2.1 Reine Fluidmodelle	13
2.2.2 Reine Struktur-Modelle	16
2.2.3 Gekoppelte Modelle (mechanische Zwei-Wege-Kopplung)	17
3 Angewandte Simulationsmethoden	25
3.1 Numerische Strömungsberechnung mittels Finite-Volumen-Methode	25
3.2 Numerische Strukturanalyse mittels Finite-Elemente-Methode	31
3.3 Darstellung der Netzbewegung des Strömungsgebietes	34
3.3.1 Diskussion verfügbarer Netzbewegungsmethoden	34
3.3.2 <i>Overset Mesh</i> -Methode für überlappende Rechengitter	37
3.4 Partitionierte FSI-Kopplungsmethode	40
3.4.1 Betrachtungsweise nach dem ALE-Ansatz	40
3.4.2 Partitionierter, impliziter Kopplungsablauf	41
3.5 Voruntersuchungen zu ausgewählten methodischen Schwerpunkten	43
3.5.1 Scherschichtströmung: periodisch bewegte Wand	45
3.5.2 Spaltströmung: periodisch öffnende und schließende Ventilplatte	47
3.5.3 Strömungsablösung und Strukturanregung: Turek-Hron-Benchmark	50
4 Validierungsdatenbasis für die Ventilsimulation	59
4.1 Beschreibung des Ventilprüfstandes	59
4.2 Auswahl und Aufbereitung der Validierungsdaten	63
4.2.1 Stationäre Ventilkennlinien	63
4.2.2 Dynamisches Ventilverhalten	64
5 Erstellung und Validierung der virtuellen Ventilprototypen	69
5.1 FSI-Basismodell	69
5.1.1 Geometrie und Rechnetze	69

5.1.2	Basis-Simulationseinstellungen	73
5.1.3	Nachrechnung der stationären Ventilkennlinien	75
5.1.4	Nachrechnung der transienten Verläufe	80
5.2	Anpassung der Simulationsparameter anhand transienter Validierungsdaten	81
5.2.1	CFD-Rechennetz und Randbedingungen	82
5.2.2	Fluidseitige Parameter	85
5.2.3	Strukturseitige Parameter	87
5.2.4	Kopplung und Skalierbarkeit	95
5.2.5	Festlegung und Bewertung des angepassten FSI-Simulationssetups	98
5.3	Übertragung der validierten Simulationseinstellungen	102
5.3.1	Nachrechnung der transienten Validierungsdaten des Saugventils	102
5.3.2	Übertragbarkeit auf Betriebsbedingungen eines CO ₂ -Verdichters	106
6	1D-Modellkalibrierung mittels virtueller Prototypen	111
6.1	1D-Referenz-Ventilmodell	111
6.2	Virtuelle Ermittlung der 1D-Ventilparameter	114
6.2.1	Federkraft	114
6.2.2	Ersatzmasse	115
6.2.3	Dämpfung	117
6.2.4	Effektive Kraft- und Strömungsflächen	119
6.3	Nachrechnung der Validierungsmessungen am Ventilprüfstand (Druckventil)	125
6.3.1	Stationäre Ventilkennlinie	125
6.3.2	Dynamische Auslenkungsverläufe	126
6.4	Simulation des Ventilverhaltens im CO ₂ -Axialkolbenverdichter	128
6.4.1	Einbindung der 1D-Ventilparameter	129
6.4.2	Modellannahmen und -vereinfachungen	132
6.4.3	Auswertung der Indikator diagramme	133
6.4.4	Sensitivitätsanalyse der 1D-Ventilparameter	137
7	Zusammenfassung und Ausblick	141
	Literaturverzeichnis	147
Anhang	153
A.1	Technische Grundlagen zum Pkw-CO ₂ -Verdichter	153
A.1.1	Kohlendioxid als Kältemittel in mobilen Anwendungen	153
A.1.2	Verdichterkonzepte für CO ₂ -Kälteanlagen	155
A.1.3	Ventilbezogene Verlustgrößen	158
A.2	Weiterführende Erläuterungen zu Vorbetrachtungen und Einzelstudien	163
A.2.1	Periodisch bewegte Wand	163
A.2.2	Spaltuntersuchung an der 2D-Ventilplatte	165
A.2.3	Turek-Hron-Benchmark	168
A.2.4	Modellierung der viskosen Kontaktdämpfung im Ventilspalt	177
A.3	FFT-Auswertung der Ventil-Schwingungsverläufe	179
A.4	Weiterführende Tabellen	181
A.5	Weiterführende Abbildungen	184

Abbildungsverzeichnis

1.1	Bestimmung von 1D-Ventilparametern in Gesamtsystemanalysen	3
2.1	Schematischer Aufbau der Ventilbaugruppe eines Axialkolbenverdichters	8
2.2	Klassifikation von Ventilmodellen für Kältemittelverdichter	12
3.1	Schema unterschiedlicher Ansätze zur Netzbewegung	35
3.2	Schematische Darstellung des <i>Overset Mesh</i> -Ansatzes nach Hadžić [64]	38
3.3	Schema unterschiedlicher Kopplungsverfahren, angelehnt an Bloxom [74]	43
3.4	Schema des verwendeten partitionierten, impliziten Kopplungsverfahrens	44
3.5	Schema zur Voruntersuchung der laminaren Scherschichtströmung	46
3.6	Vergleich der CFD-Ergebnisse mit der analytischen Lösung	47
3.7	Schema des 2D-Berechnungsgebietes eines idealisierten Ventils	48
3.8	Abweichung der durchgesetzten Fluidmasse vom Referenzverlauf	49
3.9	Kraftverlauf bei unterschiedlicher Minimal- bzw. Restspaltdefinition	50
3.10	Geometrie des Berechnungsgebietes im Turek-Hron-Benchmark [72]	51
3.11	Berechnete Schwingungsverläufe und Strömungsfeld (FSI2-Testfall)	54
4.1	Schematischer Aufbau des Ventilprüfstandes, nach Lemke <i>et al.</i> [77]	60
4.2	Schema der Ventilbaugruppe und des optischen Messprinzips, nach [77]	60
4.3	Am Ventilprüfstand erfasste stationäre Kennlinien (Saug- und Druckventil)	64
4.4	Am Ventilprüfstand erfasste dynamische Validierungsdaten (Druckventil)	65
4.5	Spline-Glättung des gefilterten Druckverlaufs	67
5.1	CFD-Berechnungsgebiet des Ventilprüfstandes	70
5.2	Schnittdarstellung des CFD-Rechengitters im <i>Overset</i> -Bereich	71
5.3	FEM-Strukturnetz des Saug- und des Druckventils	72
5.4	Vergleich der FSI-Auslenkungen der CFD- bzw. FEM-Kontrollpunkte	75
5.5	FSI-Berechnung der Ventilkennlinien	76
5.6	Darstellung der Verformungszustände des FEM-Modells	77
5.7	Räumliche Darstellung des Strömungsfeldes sowie der Stromlinienverläufe	78
5.8	Gegenüberstellung der FSI-berechneten und gemessenen Ventilkennlinien	79
5.9	Mittels FSI berechnete und geglättete Gleichgewichtskurven	79
5.10	Vergleich der FSI-Auslenkung (Basis-Setup) mit den Validierungskurven	80
5.11	Schnittdarstellung des CFD-Rechengitters im Bereich der Dichtleiste	82
5.12	Einfluss der Spaltauflösung auf Auslenkung und Massenstrom	83
5.13	Einfluss der Dauer der Druckrampe auf den berechneten Auslenkungsverlauf	84
5.14	Einfluss der Anzahl der Stützstellen zur Druckglättung	85
5.15	Einfluss der zeitlichen Diskretisierung	86
5.16	Einfluss der Realgas- und Turbulenzmodellierung	87
5.17	Einfluss der Werkstoffdaten des Strukturmodells	88
5.18	Einfluss der FEM-seitigen Materialdämpfung	89

5.19	Einfluss der FEM-seitigen Kontaktdämpfung im Spaltbereich	91
5.20	Schema der CFD-Studie der Quetschströmung in Spaltbereichen	92
5.21	Druckverteilung auf der Oberfläche des unteren, bewegten Zylinders	92
5.22	Ermittelte $p_m(s_{\min})$ -Verläufe für unterschiedliche Geschwindigkeiten $u_{x,rel}$	93
5.23	Bilanzierung der im Spaltbereich verrichteten Arbeit W_{Spalt}	94
5.24	Einfluss des Kopplungsablaufs auf den berechneten Auslenkungsverlauf	95
5.25	Variation der Anzahl der Kopplungsschritte und der Anzahl der Rechenkerne	97
5.26	Vergleich der FSI-Auslenkung (Setup angepasst) mit den Validierungskurven	98
5.27	FFT der FSI-simulierten und gemessenen Auslenkungskurven (Druckventil)	101
5.28	Über das Saugventil aufgeprägte Druckverläufe	103
5.29	FSI-Nachrechnung der Auslenkungskurven des Saugventils	104
5.30	FFT der FSI-simulierten und gemessenen Auslenkungskurven (Saugventil)	105
5.31	FSI-Ergebnisse bei Prüfstands- und Betriebsbedingungen (Druckventil)	108
5.32	Berechnete Felder bei Prüfstands- und Betriebsbedingungen (Druckventil)	109
6.1	Vergleich von FSI-Simulation, Validierungsdaten und 1D-Referenzmodell	113
6.2	Gemessene und berechnete Federkennlinien des Druckventils	115
6.3	Nominalauslenkung, Nominalgeschwindigkeit und kinetische Energie	116
6.4	Berechnete Ersatzmasse m_{ers} in Abhängigkeit von der Nominalauslenkung	117
6.5	Geglättete Ersatzmasse m_{ers} in Abhängigkeit von der Nominalauslenkung	118
6.6	Anpassung der Materialdämpfung b_M mithilfe der FSI-Berechnung	119
6.7	Dämpfungsparameter b in Abhängigkeit von der Nominalauslenkung	120
6.8	FSI-berechnete Zeitverläufe zur Berechnung der effektiven Flächen	121
6.9	Druckverteilung auf der Oberfläche der Ventillamelle (Druckventil)	122
6.10	Momentenansatz zur Berechnung der effektiv druckbeaufschlagten Fläche	122
6.11	Berechnete effektive Kraft- und Strömungsflächen	124
6.12	Vergleich von 1D-Referenzmodell und virtuell kalibriertem 1D-Modell	127
6.13	Schema des vereinfachten 0D/1D-Modells eines Axialkolbenverdichters	129
6.14	Ermittelte 1D-Ventilparameter für die Anwendung im CO ₂ -Verdichtermodell	131
6.15	Gemessene und simulierte Indikatorgramme bei untersch. Drehzahlen	134
6.16	Vergleich der gemessenen mit den berechneten Indikatorgrammen	135
6.17	Vergleich des gemessenen mit dem simulierten indizierten Gütegrad η_{ind}	137
6.18	Sensitivitätsanalyse der 1D-Ventilparameter in Bezug auf W_{ind} und \dot{m}_{eff}	139
A.1	log p - h -Diagramme unterschiedlicher Kältemittel für PKW-Kälteanlagen	154
A.2	Klassifizierung von Verdichterprinzipien (nach Kaiser [23], Försterling [9])	156
A.3	Aufbau eines elektrisch angetriebenen Axialkolbenverdichters	157
A.4	Grundprinzip eines Scrollverdichters	158
A.5	Verlustanteile des effektiven Liefergrades (angelehnt an Försterling [9])	162
A.6	Analytische Lösung der periodisch bewegten Wand für eine volle Periode	164
A.7	Geschwindigkeitsfeld und -vektoren der CFD-Lösungen	165
A.8	Referenzverläufe für $s_{\text{ZGL}} = 4,5 \mu\text{m}$	167
A.9	Darstellung der Rechengitter für den Turek-Hron-Benchmark	171
A.10	Ausgewählte Ergebnisse des Testfalles FSI2	176
A.11	Vorgabe einer (bi-)linearen Kontaktdämpfung in <i>Abaqus/Standard</i> , nach [81]	177

A.12	Rechengitter der Studie zur Quetschströmung im Spaltbereich	178
A.13	Auslenkungsverlauf, Gleichgewichts- und Differenz-Kurve (Druckventil) .	180
A.14	CFD-Rechennetz der Ventilprüfstandskonfiguration (Saug- und Druckventil)	184
A.15	FEM-berechnete Spannungsverteilung der Druckventillamelle	185
A.16	Nach Baumgart [7] berechnete 1D-Ventilparameter $\varphi_i(s)$ (Druckventil) . .	186

Tabellenverzeichnis

3.1	Spezifizierung in der allgemeinen Modellgleichung [49]	26
3.2	Reynolds- und Strouhal-Zahlen im Turek-Hron-Benchmark	52
3.3	In den FSI-Tests berechnete Ergebnisse Φ_{ber} und erreichte Genauigkeit $\Delta\Phi$	55
4.1	Charakteristische Eigenschaften von Stickstoff (N_2) und Kohlendioxid (CO_2)	62
4.2	Maximal erreichte Druckdifferenzen und Druckverhältnisse (Druckventil)	65
5.1	Dämpfungsparameter μ_0 für unterschiedliche Relativgeschwindigkeiten	94
5.2	Maximal erreichte Druckdifferenzen und Druckverhältnisse (Saugventil)	102
6.1	CFD- und FEM-seitig berechnete Kraftanteile auf der Lamellenoberfläche	123
6.2	Sensitivitäten der 1D-Ventilparameter bei hoher Drehzahl	140
A.1	Übersicht über durchgeführte Berechnungen mit untersuchter Spaltdefinition	168
A.2	Geometrieparameter für den Turek-Hron-Benchmark [72]	168
A.3	Parameter für die CFD-Tests [72]	169
A.4	Parameter für die CSM-Tests [72]	169
A.5	Parameter für die FSI-Tests [72]	170
A.6	In den CFD- und CSM-Tests berechnete Ergebnisse und erzielte Genauigkeit	174
A.7	CFD-Setup für die Untersuchung der Quetschströmung im Ventilspalt	178
A.8	CFD-Simulationseinstellungen für die FSI-Ventilberechnung	181
A.9	FEM-Simulationseinstellungen für die FSI-Ventilberechnung	182
A.10	Kopplungseinstellungen für die FSI-Ventilberechnung	183
A.11	Simulationseinstellungen des 0D/1D-Verdichtermodells	183

Nomenklatur

Abkürzungen

1D, 2D, 3D	Ein-, zwei-, dreidimensional
1 DOF	<i>One degree of freedom</i> (ein Freiheitsgrad)
ALE	<i>Arbitrary-Lagrangian-Eulerian-Methode</i>
BVT	<i>Basic Valve Theory</i>
CF	<i>Concentrated forces</i> (konzentrierte Knotenlasten)
CFD	<i>Computational fluid dynamics</i> (numerische Strömungsmechanik)
CFL	<i>Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl</i> (Courantzahl)
CSM	<i>Computational structural mechanics</i> (numerische Strukturanalyse)
DFT	Diskrete Fourier-Transformation
DK	Druckkammer
DV	Druckventil
DVK	Druckventilkanal
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FE, FEM	Finite Elemente, Finite-Elemente-Methode
FFT	<i>Fast Fourier transform</i> (schnelle Fourier-Transformation)
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
FV, FVM	Finite Volumen, Finite-Volumen-Methode
GWP _{100 a}	Global Warming Potential (auf Zeitraum von 100 Jahren bezogen)
HPC	<i>High performance cluster</i> (Hochleistungsrechner)
KP	Kritischer Punkt
KV	Kontrollvolumen
LES	<i>Large Eddy Simulation</i> (Grobstruktursimulation)
NH	Niederhalter
NST	Navier-Stokes-Gleichungen
OT	Oberer Totpunkt
R744	Kohlendioxid (CO ₂), Kältemittelkurzbezeichnung nach DIN 8960:1998-11
RANS	<i>Reynolds-averaged Navier-Stokes</i>
REFPROP	<i>Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties</i>
RLZ	<i>Realizable</i>
RNG	<i>Renormalization-Group</i>
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations</i>
SK	Saugkammer
SOM	<i>Series Orifice Model</i>
SST	<i>Shear-Stress-Transport</i>
SV	Saugventil
SVK	Saugventilkanal

TS	Taumelscheibe
URF	Unterrelaxationsfaktor
UT	Unterer Totpunkt
Z	Zylinder
ZGL	<i>Zero Gap Layers</i> (Minimale Zellschichten im Spaltbereich)

Lateinische Zeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
$A_{p,eff}$	m^2	Effektiv druckbeaufschlagte Fläche (effektive Kraftfläche)
$A_{p,eff}^+$	m^2	Effektiv druckbeaufschlagte Fläche (nach Momentenansatz)
$A_{p,geo}$	m^2	Geometrisch druckbeaufschlagte Fläche
A_{Spalt}	m^2	Ventil-Spaltfläche
$A_{u,eff}$	m^2	Effektiver Strömungsquerschnitt
$A_{u,eff}^*$	m^2	Effektiver Strömungsquerschnitt (isentrop, kompressible Strömung)
$A_{u,geo}$	m^2	Geometrisch freigegebener Strömungsquerschnitt
a	$m\ s^{-1}$	Schallgeschwindigkeit
\hat{a}_k	m	Fourier-Koeffizient
\mathbf{B}	m^{-1}	Differenzierte Ansatzfunktionsmatrix der Struktur
b	m	Breite
b	$N\ s\ m^{-1}$	Dämpfungsfaktor
\mathbf{b}	$N\ s\ m^{-1}$	Elementdämpfungsmatrix der Struktur
C_D	–	Ventil-Durchflusszahl (<i>coefficient of discharge</i>)
C_D^*	–	Ventil-Durchflusszahl (isentrop, kompressible Strömung)
C_p	–	Ventil-Kraftbeiwert (<i>force coefficient</i>)
C_p^+	–	Ventil-Kraftbeiwert (nach Momentenansatz)
c	–	Empirischer Parameter zur Berechnung der Expansionszahl ε
c	–	Faktor für bilineare Vorgabe der FEM-Kontaktdämpfung
c	$N\ m^{-1}$	(Feder-)Steifigkeit
c_p	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität (isobar)
c_v	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität (isochor)
D, d	m	Durchmesser
D	–	Dämpfungsgrad
\mathbf{D}	m^{-1}	Differenzialoperatorenmatrix der Struktur
D_ϕ	–	Allgemeiner diffusiver Fluss der Strömungsgröße ϕ
\mathbf{d}	m	Knotenverschiebung an diskreten Punkten der Struktur
E	$N\ m^{-2}$	Elastizitätsmodul des Materials der Struktur
E	J	Energie
\mathbf{E}	$N\ m^{-2}$	Materialeigenschaftsmatrix der Struktur

F	N	Kraft
\mathbf{F}	N	Äußere Einzelkräfte der Struktur
F_0	N	Zusätzliche Kraft, Federvorspannkraft
F_D	N	Dämpfungskraft
F_F	N	Federkraft
F_m	N	Massenträgheitskraft
F_p	N	Druckkraft
F_ϕ	–	Allgemeiner konvektiver Fluss der Strömungsgröße ϕ
f	s^{-1}	Schwingungsfrequenz
f_0	s^{-1}	Eigenfrequenz
f_k	s^{-1}	Diskrete Auftragungsfrequenz der FFT
f^p	N	Diskreter Druckkraftanteil an der Oberfläche der Lamelle
f^s	N	Diskreter Scherkraftanteil an der Oberfläche der Lamelle
f_{sample}	s^{-1}	Abtastfrequenz der FFT
\mathbf{G}	–	Formfunktionsmatrix der Struktur
\underline{g}	$m s^{-2}$	Fallbeschleunigungsvektor
H, h	m	Dicke, Höhe
h	$J kg^{-1}$	Spezifische Enthalpie
k	$m^2 s^{-2}$	Turbulente kinetische Energie
\mathbf{k}	$N m^{-1}$	Elementsteifigkeitsmatrix der Struktur
k	m	Wandrauheit
k_d	–	Erfahrungswert zur Berechnung des Dämpfungsfaktors
L, l	m	Länge
M	N m	Moment
m	kg	Schwingende Masse
\mathbf{m}	kg	Elementmassenmatrix der Struktur
\dot{m}	$kg s^{-1}$	Massenstrom
m_{durch}	kg/m	Durchgesetzte Fluidmasse (zweidimensional)
m_{ers}	kg	Ventil-Ersatzmasse
m_V	kg	Reale Ventilmasse
N	–	Anzahl betrachteter Kontrollvolumina/Rechenzellen
n	s^{-1}	Drehzahl
\hat{n}	–	Flächennormalenvektor auf der Oberfläche des betrachteten KV
n_{ZGL}	–	Anzahl der <i>Zero Gap Layers</i>
p	Pa	Druck
\mathbf{p}	N	Lastvektor der Struktur (innere Volumenlasten)
$\hat{\mathbf{p}}$	N	Alle äußeren Knotenkräfte der Struktur
p_i	–	Polynom-Koeffizient
Q_ϕ	–	Allgemeine Quelle/Senke der Strömungsgröße ϕ
\mathbf{q}	$N m^{-2}$	Vektor der verteilten äußeren Oberflächenkräfte der Struktur
\underline{q}''	$W m^{-2}$	Wärmestromvektor
R, r	m	Radius
R_s	$J kg^{-1} K^{-1}$	Spezifische Gaskonstante
s	m	Nomineller Ventilhub (entlang der Ventilbohrungsachse)

s	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	Spezifische Entropie
s_0	m	Maximale Spaltweite für die FEM-seitige Kontaktdämpfung
s_{Diff}	m	Differenz-Auslenkung
s_{GG}	m	Gleichgewichts-Auslenkung
s_{Rest}	m	Restspaltweite am Ventil
s_{ZGL}	m	Minimale Höhe der Zellschichten im Spalt vor Zelldeaktivierung (unter Verwendung der <i>Zero Gap</i> -Option für das <i>Overset Mesh</i>)
$ \hat{s}_k $	m	Einseitiges Amplitudenspektrum der FFT
$ \hat{s}_k ^*$	m	Zweiseitiges Amplitudenspektrum der FFT
T	K	(Absolute) Temperatur
T	s	Schwingungs-Periodendauer
T_0	s	Periodendauer der Eigenschwingung
t	s	Zeit
\bar{U}	m s^{-1}	Mittlere Geschwindigkeit am Einlass
\hat{U}	m s^{-1}	Schwingungsamplitude der Wandgeschwindigkeit
u, v	m s^{-1}	Strömungsgeschwindigkeit
u	m	Im FEM-Modell berechnete lokale Verschiebung der Struktur
\mathbf{u}	m	Verschiebungsvektor der Struktur
u^+	–	Dimensionslose Geschwindigkeit
u_τ	m s^{-1}	Wandschubspannungsgeschwindigkeit
V	m^3	Volumen
\dot{V}	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Volumenstrom
v	m s^{-1}	Im FEM-Modell berechnete lokale Geschwindigkeit der Struktur
W	J	Arbeit
w_n	–	n -te Einheitswurzel
w_t	J kg^{-1}	Spezifische technische Arbeit
X, Y	m	Ausdehnung in x - bzw. y -Richtung
x, y, z	m	Kartesische Raumkoordinaten
y^+	–	Dimensionsloser Wandabstand (wandnormal)
z	–	Anzahl der Verdichtungsräume (Zylinder)

Griechische Zeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	–	Strahlkontraktionszahl
α_{Durch}	–	Durchflusskennzahl
α_{R}	s^{-1}	<i>Rayleigh</i> -Koeffizient
α_{w_k}	–	Interpolationsgewichte für die <i>Overset Mesh</i> -Methode
β_{R}	s	<i>Rayleigh</i> -Koeffizient
Γ	–	Allgemeiner Diffusionskoeffizient der Strömungsgröße ϕ
γ	s^{-1}	Schergeschwindigkeit

ε	–	Expansionszahl
ε	$\text{m}^2 \text{s}^{-3}$	Turbulente Dissipationsrate
$\boldsymbol{\varepsilon}$	–	Verzerrungstensor der Struktur
ζ	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$	Schwellenwert für die Berechnung der Ventil-Ersatzmasse
η	Pa s	Dynamische Viskosität
η	–	Wirkungsgrad
η_{ind}	–	Indizierter Gütegrad
θ	$^\circ$	Rotatorischer Öffnungswinkel
κ	–	Isentropenexponent
λ	–	Liefergrad
λ	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit
λ	m	Wellenlänge der Scherwellen
μ	$\text{Pa m}^{-1} \text{s}^{-1}$	Kontakt-Dämpfungskoeffizient im FEM-Modell
μ_0	$\text{Pa m}^{-1} \text{s}^{-1}$	Kontakt-Dämpfungskoeffizient im FEM-Modell bei $s = 0$
ν	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	Kinematische Viskosität
ν_s	–	Poissonzahl (Querkontraktionszahl) des Materials der Struktur
ν_T	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	Wirbelviskosität der Turbulenz
ξ_n	–	Dämpfungsgrad der n -ten Eigenform (<i>Rayleigh</i> -Dämpfung)
π	–	Druckverhältnis
ρ	kg m^{-3}	Dichte
$\boldsymbol{\sigma}$	N m^{-2}	Spannungstensor der Struktur
$\sigma_{v,M}$	N m^{-2}	<i>Von Mises</i> -Vergleichsspannung
$\underline{\underline{\tau}}$	N m^{-2}	Schubspannungstensor
$\underline{\underline{\tau}}_{ij}^{Re}$	N m^{-2}	Reynolds-Spannungstensor
τ_W	N m^{-2}	Wandschubspannung
Φ	–	Allgemeine physikalische Größe Φ
φ	–	Allgemeiner Ventilparameter
χ	–	Hubspalt-Flächenverhältnis
ω	s^{-1}	Schwingungskreisfrequenz der Wandgeschwindigkeit
ω	s^{-1}	Turbulente Frequenz der energietragenden Wirbel
ω_0	s^{-1}	Eigenkreisfrequenz
ω_n	s^{-1}	Kreisfrequenz der n -ten Eigenform

Indizes

0	Initialzustand
1	Wert einer physikalischen Größe vor dem Ventil (stromaufwärts)
12	Differenz einer physikalischen Größe zw. den Zuständen 1 und 2
2	Wert einer physikalischen Größe hinter dem Ventil (stromabwärts)
AR	Arbeitsraum
a	Außen

a	Schwingungsamplitude der betrachteten Größe $\Phi(t)$
B	Ventilbohrung
ber	Berechnet
char	Charakteristisch
D	Druckzustand (Druckstutzen)
D	Zentralknoten der Donorzelle
DR	Druckraum
Einh	Einhüllende der Schwebung
eff	Effektiv
elast	Elastisch
end	Endwert der simulierten physikalischen Zeit
f	Fluid
Geh	Gehäuse
ges	Gesamt
i, j, k, n	Beliebige Indizes/Laufvariablen
i	Innen
ind	Indiziert
isen	Isentrop
kin	Kinetisch
krit	Kritisch (auf kritisches Druckverhältnis bezogen)
Leck	Leckageanteil
lin	Linear
M	Material
m	Zeitlicher oder räumlicher Mittelwert der betrachteten Größe $\Phi(t)$
min	Minimalwert im Zeitverlauf der betrachteten Größe $\Phi(t)$
max	Maximalwert im Zeitverlauf der betrachteten Größe $\Phi(t)$
n	Index der n -ten Eigenform
norm	Normiert
O, OF	Oberfläche
P	Zentralknoten des betrachteten Kontrollvolumens
Q	Quetschströmung im Spalt unter bzw. über der Ventillamelle
Ref	Referenz
Rexp	Rückexpansionsanteil
Rstr	Rückströmanteil
real	Real erzielter Wert
red	Reduziert
rel	Relativ (auf theoretischen Maximalwert bezogen)
rep	Repräsentativ
S	Saugzustand (Saugstutzen)
s	Struktur (Festkörper)
Schad	Schadraum
Sitz	Ventilsitz
SR	Saugraum
sim	Simulation

T	Turbulenz
theo	Theoretisch
U	Umgebung
V	Ventil
V	Verlust
W	Wand
Δp	Druckverlustanteil
ΔT	Aufheizverlustanteil

Operatoren

Δ	Hier: Differenz: $\Delta\phi = \phi_2 - \phi_1$
∇	Hier: Nabla-Operator: $\nabla\phi = \left(\frac{\partial\phi}{\partial x}, \frac{\partial\phi}{\partial y}, \frac{\partial\phi}{\partial z} \right)$
\dot{x}	Erste Zeitableitung: $\dot{x} = \frac{\partial x}{\partial t}$
\ddot{x}	Zweite Zeitableitung: $\ddot{x} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial x}{\partial t} \right)$
A^T	Transponierte Matrix A

Notation von Strömungs- und Strukturgrößen

ϕ	Allgemeine physikalische Strömungsgröße
$\bar{\phi}$	Räumliche Mittelung von ϕ
$\underline{\phi}$	Vektorielle Form von ϕ
$\underline{\underline{\phi}}$	Tensorielle Form von ϕ
ϕ'	Stochastische Fluktuation von ϕ
Ψ	Allgemeine Strukturgröße in Matrixform (fette Großbuchstaben)
ψ	Allgemeine Strukturgröße in Vektor- oder Tensorform (fette Kleinbuchstaben)

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird eine Untersuchung transienter Strömungs- und Schwingungsvorgänge an Lamellenventilen eines Pkw-Kältemittelverdichters auf Basis numerischer Simulationsmethoden durchgeführt. Die Motivation hierfür ergibt sich aus der Notwendigkeit, ein tiefergehendes Verständnis für die Funktionsweise der Ventilbaugruppe zu erlangen, da diese einen entscheidenden Einfluss auf Effizienz, Haltbarkeit und Akustik des gesamten Kompressors ausübt.

Unter Anwendung der Zwei-Wege-Kopplung von Struktur- (FEM) und Fluid-Submodellen (CFD) werden dreidimensionale Ventilprototypen erstellt, welche die charakteristische Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) wiedergeben. Diese werden anhand experimenteller Versuchsergebnisse validiert, wobei hierfür sowohl stationäre Ventilkennlinien als auch transiente Ventilöffnungskurven herangezogen werden. Zur Bewertung der eingesetzten FSI-Simulationsmethode hinsichtlich Stabilität, Genauigkeit und Rechenaufwand werden ausgewählte Voruntersuchungen, darunter die Nachbildung des Turek-Hron-Benchmarks, durchgeführt.

Ein methodischer Schwerpunkt bei der Erstellung der 3D-Ventilprototypen liegt in der Anwendung der *Overset Mesh*-Methode zur Umsetzung der Netzbewegung des Strömungsgebietes. Dies bietet gegenüber dem bisherigen Stand des Wissens neue Möglichkeiten bei der Modellierung der Ventilströmung, insbesondere in Spalt- und Kontaktbereichen. Gleichzeitig erfordert der gewählte Ansatz die Formulierung eines geeigneten Ersatzmodells zur Charakterisierung der Dämpfungswirkung durch Quetschströmungseffekte.

Auf Basis der validierten 3D-Ventilprototypen wird eine Methode zur virtuellen Kalibrierung reduzierter Ventilmodelle vorgestellt. Gegenüber der bisher üblichen analytisch-empirischen Methoden zur Bestimmung von 1D-Ventilparametern entfällt hierbei die Notwendigkeit, auf Literatur- oder Erfahrungswerte, vereinfachte mathematische Ansätze oder Versuchsdaten zurückgreifen zu müssen, da die FSI-gekoppelte Simulation die wesentlichen physikalischen Effekte am Lamellenventil abbildet.

Unter Anwendung dieses neuen methodischen Ansatzes werden exemplarisch die 1D-Ventilparameter für das Saug- und das Druckventil eines CO₂-Axialkolbenverdichters ermittelt. Diese werden in ein 0D/1D-Gesamtmodell eingebunden, um das charakteristische Verhalten der Lamellenventile in einem typischen Verdichterbetriebspunkt wiederzugeben. Dabei werden die Indikator diagramme bei unterschiedlichen Drehzahlen ermittelt. Der Vergleich mit messtechnisch ermittelten Indizierdaten zeigt, dass die wichtigsten ventilbezogenen transienten Effekte und Verlustmechanismen, wie Überverdichtung, Unterexpansion, Ventil-Druckverluste und das Ventilspätschlussverhalten, durch die virtuell kalibrierten 1D-Ventilmodelle wiedergegeben werden. Eine abschließende Sensitivitätsanalyse hinsichtlich indizierter Arbeit und effektivem Fördermassenstrom zeigt auf, dass insbesondere bei hohen Verdichterdrehzahlen die Notwendigkeit einer adäquaten Ventilmodellierung besteht.

Abstract

The objective of the present thesis is the simulation-based investigation of transient flow and oscillation characteristics of reed valves used in automotive refrigerant compressors. Since the valve assembly has a substantial influence on the compressor's efficiency as well as on durability and acoustic issues, gaining in-depth understanding of its functionality constitutes this work's basic motivation.

Using a two-way coupling of structural (FEM) and fluid (CFD) submodels, also known as fluid-structure interaction (FSI) simulation, three-dimensional valve prototypes are developed. Based on experimental data these virtual prototypes are validated, taking into account both stationary valve characteristics and transient valve lift curves. In order to evaluate the applied FSI simulation method with regard to stability, accuracy and calculation costs, selected preliminary studies are carried out. Among them, the Turek-Hron benchmark is reproduced.

As one methodical focus, the coupled valve models are set up using the *Overset Mesh* method in order to implement the mesh motion of the flow domain. As compared with the present state of knowledge, this approach allows for new possibilities of flow treatment, especially in gap and contact areas. On the downside, an appropriate substitute model is required to consider the damping effects due to small gap flows.

On the basis of validated three-dimensional valve prototypes, a new method for the virtual calibration of reduced valve models is presented. Unlike in the case of present analytical-empirical methods used to determine one-dimensional valve parameters, no literature or experience values, simplified mathematical approaches or experimental data are required, since the FSI-coupled simulations are capable of representing the major physical effects related to reed valves.

Using this new methodology, the one-dimensional valve parameters for both the suction and discharge valves of a CO₂ axial piston compressor are exemplarily deduced. These are integrated into a zero/one-dimensional system model in order to reproduce the characteristic behaviour of the reed valves at one typical compressor operating point. Using the virtually calibrated one-dimensional valve models, cylinder volume-pressure curves at different rotational speeds are derived, which, compared to experimental data, show a good agreement concerning the key valve-related transient effects and loss phenomena such as over-compression, under-expansion, valve pressure losses, and delayed valve closure. A final sensitivity analysis with respect to indicated work and effective flow rate points out that the need of an appropriate valve modelling increases with the compressor speed.