

TECHNISCHE UNIVERSITÄT GRAZ
INSTITUT FÜR
VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN UND THERMODYNAMIK

Erstellung von Simulationsmodellen für ausgewählte Problemstellungen bei der Entwicklung von hermetischen Kolbenkompressoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der technischen Wissenschaften,
eingereicht an der
Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Graz

von

Dipl.-Ing. Wolfgang LANG

Erstbegutachter: Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Raimund Almbauer
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik,
Technische Universität Graz

Zweitbegutachter: Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. habil. Günter Peter Merker
Institut für Technische Verbrennung, Leibniz Universität Hannover

Hiermit versichere ich, die vorliegende Arbeit selbständig angefertigt und andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt zu haben.

Wolfgang Lang

Graz, am 05.11.2010

Vorwort

Diese Dissertationsschrift entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz. Die Motivation für die in dieser Arbeit behandelten Thematik entstammt einem langjährigen Forschungsprojekt der Firma ACC Austria gemeinsam mit dem Christian Doppler Laboratorium für Thermodynamik der Kolbenmaschinen. An dieser Stelle gilt mein Dank dem Leiter der Entwicklungsabteilung der Firma ACC Austria in Fürstenfeld Dipl.-Ing. Walter Brabek für die freundschaftliche Projektzusammenarbeit und für die zahlreichen fachlichen Diskussionen.

Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder gilt mein Dank für die Möglichkeit meine Forschungstätigkeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchführen zu können.

Besonderer Dank gebührt meinem Doktorvater Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer, der mir in unzähligen Diskussionen mit Rat und Tat zur Seite stand und mir mit seinem fundierten Fachwissen immer wieder neue Ideen und Anregungen für meine Forschungstätigkeiten gab.

Vielen Dank möchte ich auch Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. habil. Günter Peter Merker aussprechen, der sich bereiterklärt hat die Zweitbegutachtung der Dissertation zu übernehmen.

Ein aufrichtiger Dank gilt auch meinen Kollegen am Christian Doppler Labor und hier vor allem Dipl.-Ing. Dalibor Jajcevic, da die Diskussionen mit ihm immer eine Quelle der Inspirationen für meine Tätigkeit waren.

Der herzlichste Dank gilt aber meiner Frau Gertrude die mich immer tatkräftig unterstützt und für die notwendige Abwechslung zum Alltag gesorgt hat.

Kurzfassung

Der stark steigende Bedarf an immer energieeffizienteren Haushaltsgeräten, stellt die Produzenten von Kompressoren für Haushaltskühlgeräte vor neue Entwicklungsherausforderungen. Eine rein experimentell geprägte Produktentwicklung ist heutzutage zu kostspielig und meist nicht ausreichend, um am Weltmarkt konkurrenzfähig zu sein. Der Trend in den Entwicklungsabteilungen geht hin zu Simulationen mithilfe von virtuellen Prototypen. Um verlässliche Ergebnisse und damit Entscheidungskriterien aus diesen Simulationen zu erhalten, ist es unumgänglich Simulationsmodelle und -strategien bereitzustellen welche die teilweise komplexen physikalischen Vorgänge innerhalb der Kompressoren so gut wie möglich abbilden.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung und Validierung solcher Simulationsmodelle und -strategien. Es wurde in dieser Arbeit mit dem sogenannten „Zooming – Ansatz“ eine Simulationsstrategie entwickelt, welche die virtuelle Abbildung des gesamten Kompressors in verschiedenen Detaillierungsstufen ermöglicht. Spezielle Problemstellungen mit denen sich diese Arbeit weiters beschäftigt sind noch die Vorausberechnung der Bewegung der druckgesteuerten Ventile, sowie die thermische Aufheizung der Kompressorbauteile. Spezielles Augenmerk wurde auch auf die experimentelle Überprüfung der Simulationsergebnisse gelegt, wobei die meisten experimentellen Daten im Team des Christian Doppler Laboratorium für Thermodynamik der Kolbenmaschinen und vom Industriepartner ACC-Austria erarbeitet wurden.

Die Ergebnisse der hier vorliegenden Arbeit wurden auch in mehreren Papers beschrieben.

Abstract

The rapidly increased demand of energy efficient appliances, faces the producers of compressors for domestic refrigerators with new development challenges. Nowadays a basically experimental driven product development is not sufficient to be further successful at the world market. There is a strong movement in the development departments to use simulations on virtual prototypes instead of real ones. To achieve reliable results and decision criteria from these simulations, it is indispensable to have simulation models and strategies which account for the complex physical phenomena inside the compressor.

The work presented deals with the development and validation of such simulation models and simulation strategies. For this thesis a so called “zooming – approach” has been developed which allows the virtual reproduction of the whole domain of the compressor in different levels of details. Furthermore, this work deals with the solution of some special problems inside the compressor, like the movement of the pressure driven valves or the heating of the components inside the compressor. Special attention has been set on the experimental validation of the simulation results. The experimental data for the validation has been worked out in the team of the Christian Doppler Laboratory for Thermodynamics of Reciprocating Engines and ACC-Austria. The results of the presented work have already been published in various papers.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Problemstellung	4
1.2. Zieldefinition und Arbeitshypothese	5
1.3. Projektumfeld	6
2. Theoretische Grundlagen	7
2.1. Funktionsweise eines Kühlschranks mit Kompressionskälteanlage	7
2.1.1. Komponenten eines Kühlschranks	7
2.1.2. Kreisprozess im Kühlschrank	8
2.2. Der hermetische Hubkolbenkompressor	12
2.2.1. Sauglinie des Kompressors	13
2.2.2. Zylinder, Kolben und Ventile	14
2.2.3. Drucklinie des Kompressors	16
2.2.4. Verlustmechanismen im Kompressor	16
2.3. Das Kalorimeter	21
2.4. Grundgleichungen der Strömungsmechanik	22
2.4.1. Massenerhaltungsgleichung	22
2.4.2. Impulserhaltungsgleichungen	22
2.4.3. Energieerhaltungsgleichung	29
2.5. Turbulente Strömungen	29
2.5.1. Eigenschaften der Turbulenz	29
2.5.2. Numerische Berechnung turbulenter Strömungen	31
2.5.3. Konzept der Turbulenzmodellierung	34
2.5.4. Das k- ϵ Turbulenzmodell	35
3. Simulationsstrategie, Simulationsmodelle und deren Validierung	37
3.1. Stand der Technik	37
3.2. „Zooming“ - Strategie	39
3.3. 0/1-dimensionales Kompressormodell	41
3.3.1. Zylinder	42
3.3.2. Ventile	46
3.3.3. Volumen	48
3.3.4. Rohre	49
3.3.5. Gesamtkompressor mit thermischem Netzwerk	52

3.4.	Kopplung des 0/1-dimensionalen Kompressorenmodells mit einem 3-dimensional aufgelösten Teilgebiet	56
3.4.1.	Kopplungsmethodik	57
3.4.2.	Validierung der Kopplungsmethodik	59
3.5.	3-dimensionales - Kompressorenmodell	62
3.5.1.	Ventilsimulationen	62
3.5.2.	Simulationsmethodik für die Berechnung der Ventildynamik	68
3.5.3.	Thermische Betrachtung des Kompressors	83
4.	Anwendung der Methodik auf den δ-Kompressor	89
4.1.	Bauteile des δ -Kompressors	89
4.1.1.	Saugmuffler	89
4.1.2.	Druckstrecke	91
4.1.3.	Zylindergehäuse	92
4.2.	3-dimensionales – Berechnungsgebiet und Randbedingungen	93
4.3.	Analysen	94
4.3.1.	Druckverlauf	95
4.3.2.	Temperaturverlauf	98
4.3.3.	Energieflüsse	99
5.	Zusammenfassung	106
6.	Ausblick	107
Anhang	109
Referenzliste	112

Abbildungsverzeichnis

1	Haushaltsaustattung mit Kühlschränken und Gefriergeräten in Deutschland	1
2	Energieverteilung für einen durchschnittlichen deutschen Haushalt für elektrischen Strom	1
3	Trend im Energieverbrauch von Kühlgeräten, Kühl- / Gefrierkombinationen und Tiefkühlschränken (Energie labelling F – A [94/2/EC]; A+ und A++ [2003/66/EC])	2
4	Wirkungsweise des Kältekreisprozesses eines Kühlschranks vgl. Burgstaller [3]...	7
5	ASHRAE – Vergleichsprozess für das Kältemittel Isobutan (R600A)	9
6	T-s Diagramm $T_v = -23,3$ u. $T_c = 45^\circ\text{C}$	10
7	p-h Diagramm $T_v = -23,3$ u. $T_c = 45^\circ\text{C}$	11
8	schematische Darstellung des Hubkolbenkompressors mit dargestellten Fluss des Kältemittels.....	12
9	Ansaugbereich des HTK 55 – Kompressors	14
10	Saugmuffler des HTK 55 – Kompressors	14
11	Zylindergehäuse mit Druckstrecke	15
12	Einbausituation der Ventile des HTK 55 Kompressors	15
13	Gekühlte Kompression	16
14	Kompression mit Wärmezufuhr	17
15	„Realer“ Kompressionsverlauf aus CFD Berechnung	18
16	p-V-Diagramm mit Saug- und Druckverlusten	19
17	Einfluss der Kompressionsstarttemperatur auf die spezifische indizierte Arbeit und die Leistungszahl (COP)	19
18	Zusammenhang der Öltemperatur und der kinematischen Viskosität von Schmierölen	20
19	schematischer Aufbau eines Kalorimeters (vgl. Zippl [6])	21
20	Verlauf der thermischen Leitfähigkeit in Abhängigkeit der Temperatur	25
21	Verlauf der Viskosität in Abhängigkeit der Temperatur	26
22	Verlauf der spez. Wärmekapazität in Abhängigkeit der Temperatur	26
23	p-V: Real Gas vs. Ideal Gas.....	27
24	T-V: Real Gas vs. Ideal Gas.....	27
25	Energiekaskade in einer turbulenten Strömung vgl. Sanz [13].....	30
26	statistische Betrachtungsweise	32
27	Zooming – Methodik am Beispiel der Saugstrecke	40
28	0/1-dimensionales – Schema eines Hubkolbenkompressors	42
29	Kurbeltrieb	43
30	Vergleich Wärmeübergangsmodelle	44
31	Durchflusskennwerte Saugventil	46
32	Durchflusskennwerte Druckventil	46
33	Geometrie des HTK 55 Saugventils	46
34	Approximation des Saugventils als 1 DoF – System	46
35	Vergleich Ventilbewegung Messung und Simulation	48
36	Anfangsbedingung für den Sod – Rohr Validierungsfall	51
37	Vergleich analytische Lösung mit dem Ergebnis des eigenen Berechnungsprogramm	52
38	0/1-dimensionales Kompressormodell mit thermischen Netzwerk	53
39	Kopplungsmethodik zwischen 0/1- und 3-dimensionalen Rechengebieten	58
40	Schematischer Kompressor	59
41	Saugmuffler mit Messpunkten	59
42	Druckverlust in verschiedenen Messpunkten	60

43	Transienter Druckverlauf in Messpunkt 4; Vergleich Simulation und Messung	61
44	Temperaturen in verschiedenen Messpunkten im Saugmufflers	62
45	Vergleich von verschiedenen FSI – Kopplungsschemen (Sieber [46])	66
46	Simulationsablauf vgl. Baudille [47]	67
47	Geometrische Verhältnisse im unterem und oberem Totpunkt	69
48	Kolbenbewegung	69
49	Netzinterpolationsstrategie	70
50	Situation im oberen Totpunkt	71
51	Position des CHANGE/OVER-Layers	71
52	Geometrische Zusammenhänge für das Klebmodel	72
53	Saugventileinspannstelle	73
54	3-dimensionales Balkenelement	73
55	Messaufbau für die Messung der Ventildynamik	76
56	Vergleich Saugventilbewegung Messung und 3-dimensionaler Simulation	76
57	Kraft auf der Ventiloberfläche	76
58	Kraft auf der Ventiloberfläche des Saugventils 40 – 200 °KW nach dem oberem Totpunkt	77
59	Einfluss der Parametervariation auf den Massenfluss	79
60	Einfluss der Parametervariation auf den Saugdruck	79
61	Ventil abstrahiert als flache Platte	80
62	HTK 55 Saugventil	80
63	Druckverlauf im Zylinder	80
64	Gastemperatur im Zylinder	80
65	Vergleich der Ventilerhebungskurven	81
66	Vergleich der einströmenden Massenflüsse	81
67	lokale Wärmeübergangszahlen (60°KW)	82
68	lokale Wärmeübergangszahlen (90°KW)	82
69	lokale Wärmeübergangszahlen (120°KW)	82
70	Vorgehensweise zur Berechnung der Temperaturverteilung im Kompressor	87
71	Saugstrecke des δ -Kompressors	89
72	Saugmuffler des δ -Kompressors	89
73	Untersuchungen des Auslasses von Saugmufflervarianten	90
74	Druckmuffler	91
75	Druckpulsationen in der Druckstrecke des δ -Kompressors	92
76	Zylindergehäuse	93
77	Gasstrecke des δ -Kompressors	93
78	3-dimensionales Rechengebiet für den δ -Kompressor	93
79	p-V – Verlauf des δ -Kompressor	95
80	p-V-Kurve Hochdruckteil	96
81	p-V–Verlauf Niederdruckteil	96
82	Massenstromverläufe Saug- (blau) und Druckventil (rot)	97
83	Temperaturverlauf an verschiedenen Stellen des δ -Kompressors	98
84	Wärmeübergänge im δ -Kompressor	99
85	schematische Darstellung der Situation im Zylinder	100
86	Wärmeübergangszahlen im Zylinder	100
87	Temperaturverteilung an den Bauteilen des Kompressors	101
88	Wichtigste Energieflüsse im δ -Kompressor	103
89	Vergleich der wichtigsten Energieflüsse im δ -Kompressors und im HTK 95 Kompressor	104
90	Prototyp des Saugschalldämpfers mit Wärmetauscher	108
91	schematische Darstellung des Saugschalldämpferprototyps mit Wärmetauscher	108

Tabellenverzeichnis

1	Vergleich der wichtigsten Kompressorparameter	13
2	Haupttreibungsquellen des HTK 55 - Kompressors.....	20
3	Vergleich der Hauptparameter des Kompressors	28
4	Modellkonstanten für das Standard k-ε Turbulenzmodel.....	36
5	Vergleich Messung und Simulation für den Abstimmungsfall	54
6	Vergleich Messung und Simulation für den Testfall „Service pipe“.....	55
7	Vergleich Messung und Simulation für den Testfall mit erhöhtem Saugdruck	55
8	Vergleich Messung und Simulation für den Testfall mit verringertem Saugdruck ..	55
9	Vergleich Messung und Simulation für den Testfall „Heizen des Ölumpfes“	56
10	Vergleich der FSI – Kopplungsmethoden	67
11	Übersicht über Kopplungsmethoden für kommerzielle CFD – Programme mit einem FEM Programm	73
12	Varierte Parameter für die Testfälle	78
13	Übersicht über Testfälle	78
14	Energieflüsse im Zylinderraum in Watt	105

Abkürzungsverzeichnis

ACC	... Appliances Components Companies
ASHRAE	... American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BVT	... Basic valve theory
CD - Labor	... Christian Doppler Labor
CFD	... Computational Fluid Dynamics
COP	... Coefficient of Performance
DNS	... Direct Numerical Simulation
DoF	... degree of freedom
DV _S	... Druckventil schließt
DV _Ö	... Druckventil öffnet
FEM	... Finite Elemente Methode
FSI	... Fluid Structure Interaction
HTF	... Heat transfer function
LES	... Large eddy Simulation
MPCCI	... Mesh based parallel Code Coupling Interface
NAG	... Numerical Algorithms Group
OT	... oberer Totpunkt
Pel	... elektrische Leistung
PL	... Pilotlos
Q0	... Kälteleistung
RANS	... Reynolds Average Navier Stoke
SV _S	... Saugventil schließt
SV _Ö	... Saugventil öffnet
TVD	... Total Variation Diminishing
UDF	... User defined Function
UT	... unterer Totpunkt

Formelzeichen

A	Koeffizientenmatrix	
A_C	Kontaktfläche	[m ²]
A_{eff}	effektive Fläche	[m ²]
A_p	Querschnittsfläche Bohrung	[m ²]
D	Kolbendurchmesser, Rohrdurchmesser	[m]
E	Totale Energie pro Einheit	[J/m ³]
F	Flussvektor	
F_0	Vorspannkraft	[N]
F_g	Gaskraft auf Ventil	[N]
F_v	viskose Kraft	[N]
$F_{stiction}$	Klebekraft	[N]
F_t	Kraft aufgrund von Oberflächenspannung	[N]
H	Enthalpie	[kJ]
HTF	Wärmeübergangsfunktion	[W/K]
P_{el}	elektrische Leistung	[W]
Pr	Prandtlzahl	
\dot{Q}_0	Kälteleistung	[W]
R	Gaskonstante	[kJ/kgK]
Re	Reynoldszahl	
R_i	innerer Bohrungsradius	[m]
S_i	allgemeiner Quellterm	
T	Temperatur	[K]
T_m	Enthalpie-gemittelte Temperatur	[K]
T_w	Wandtemperatur	[K]
U	Saugbohrungsumfang	[m]
U	Vektor der konservativen Variablen	
V_D	Zylindervolumen	[m ³]
c	Federkonstante	[kg/s ²]
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	[kJ/ kg K]
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	[kJ/ kg K]
d	Dämpfungskonstante	[kg/s]
e	Rücksprungkoeffizient	
e	spezifische Innere Energie	[J/kgK]
f	Wandreibungskoeffizient	
h	Wärmeübergangszahl	[Wm ² K]
h	Ölfilmstärke	[m]
h_e	ausfließende spezifische Enthalpie	[kJ/kg]
h_i	einfließende spezifische Enthalpie	[kJ/kg]
k	turbulente kinetische Energie	[m ² /s ²]
l	Pleuellänge	[m]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
m_{eff}	effektive Masse	[kg]

mf	Multiplikationsfaktor	
n	Polytrophenexponent	
o	Kolbenbolzenoffset	[m]
p	Druck	[Pa]
q_0	spezifische Kälteleistung	[J/kg]
s_p	Kolbenbewegung	[m]
t	Zeit	[s]
u	Geschwindigkeit (in x-Richtung)	[m/s]
v	Geschwindigkeit (in y-Richtung)	[m/s]
w	Geschwindigkeit (in z-Richtung)	[m/s]
x,y,z	kartesische Koordinaten	
x	Ventilbewegung	[m]
\dot{x}	Ventilgeschwindigkeit	[m/s]
\ddot{x}	Ventilbeschleunigung	[m/s ²]
Δt	Zeitdifferenz/Zeitintervall	[s]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
τ_{ii}	Schubspannungen	[Pa]
τ_{ij}	Scherspannungen	[Pa]
μ	dynamische Viskosität	[Ns/m ²]
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
η	Kolmogorov Länge	[m]
Φ	allgemeine Variable	
ε	Dissipationsrate	[m ² /s ³]
κ	Isentropenexponent	
r	Kurbelradius	[m]
ω	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
ω_g	modifizierte Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
α	Kurbelwinkel	[°]
λ	Wärmeleitkoeffizient	[W/mK]
$\mu\sigma$	Durchflusskennwert	
σ	Oberflächenspannung	[N/m]
β	Kontaktwinkel	[°]

1. Einleitung

Kaum eine Erkenntnis hat das Leben der Menschen so geprägt wie die Erfahrung, dass durch Kühlung Lebensmittel länger haltbar gemacht werden können. Die ersten Methoden der Kühlung gehen bis auf die Römer zurück, die Eis benutzten um ihre Speisen und Getränke zu kühlen. Obwohl die Idee der Kühlung schon sehr alt ist, dauerte es bis ins 19. Jahrhundert bis der Grundstein für die technische Kälteerzeugung gelegt werden konnte. Die Geburtsstunde der modernen Kälteerzeugung, so wie wir sie heute kennen, kann auf den 9. August 1877 datiert werden. An diesem Tag wurde Carl Paul Gottfried von Linde das Patent für seine „Kälteerzeugungsmaschine“ erteilt. Seit dieser Zeit hat das Thema Lebensmittelkühlung und insbesondere der Kühlschrank einigen Wandel hinter sich. Vom Luxusgut, das ein Kühlschrank noch in den 20er Jahren des 20. Jahrhunderts darstellte, wandelte er sich in den 50er Jahren ausgehend von den USA zum Alltagsgut für die breite Bevölkerungsmasse. In Europa setzte diese Entwicklung aufgrund der Nachwirkungen des 2. Weltkriegs erst später ein, wie in Abbildung 1 beispielsweise für Deutschland dargestellt ist.

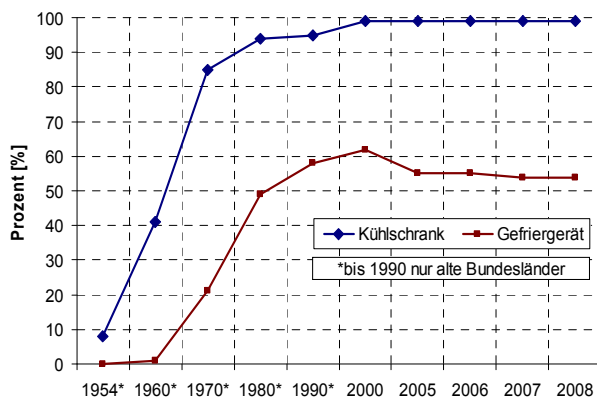


Abbildung 1: Haushaltsaustattung mit Kühlschränken und Gefriergeräten in Deutschland

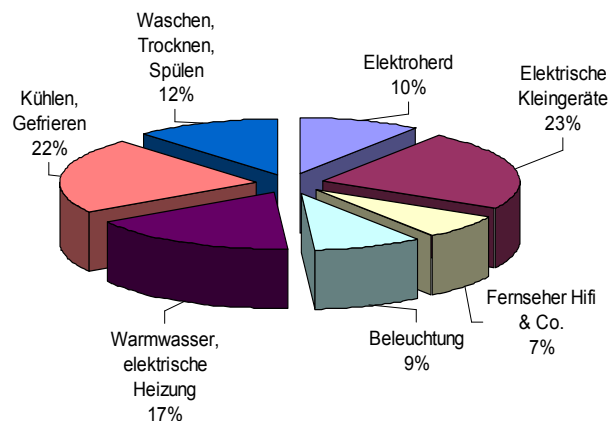


Abbildung 2: Energieverteilung für einen durchschnittlichen deutschen Haushalt für elektrischen Strom

Aber nicht nur positive Entwicklungen gingen mit der Verbreitung des Kühlschranks einher. Lange Zeit wurden Fluorchlorkohlenwasserstoff-Verbindungen (FCKW) als Kältemittel in Kühlschränken eingesetzt. Diese chemisch sehr stabilen Substanzen gelangen aufgrund von Leckagen und Verlusten bei der Entsorgung der Kühlgeräte schließlich in die Stratosphäre (zweite Schicht der Erdatmosphäre, in ca. 15 – 50 km Höhe) und reagieren dort mit der schützenden Ozonschicht. Dabei wirkt das Chlor wie ein Katalysator, der Ozon (O_3) in molekularen Sauerstoff (O_2) umwandelt und dadurch die Konzentration des Ozons in der Stratosphäre reduziert. Besonders schädlich sind

hierbei Chloratome. Ein Chloratom kann die Zerstörung von bis zu 100.000 Ozonmolekülen bewirken. Die Basis für diese Erkenntnis wurde von den Wissenschaftlern F. Sherwood Rowland, Mario Molina und Paul Crutzen [1] gelegt, die für Ihre Arbeit im Jahr 1995 den Nobelpreis in Chemie erhielten. Als Folge dieser Erkenntnisse wurde im Jahre 1995 in Deutschland und in weiterer Folge in ganz Europa ein Verbot für die Neuproduktion von Kühlschränken mit ozonschädlichen Kältemitteln erlassen. Dieses Verbot bereitete den Weg für Kältemittel, die keine ozonschädigende Wirkung aufweisen und daher heutzutage in fast jedem modernen Kühlschrank in Europa im Einsatz sind. Ein weiterer wichtiger Aspekt zum Thema Umweltschutz in Verbindung mit Kühlgeräten, der in den letzten Jahren stetig an Bedeutung gewonnen hat, ist das Thema Energieverbrauch und Energieeffizienz. Die in Abbildung 2 dargestellte Verteilung für den elektrischen Energieverbrauch eines Haushalts zeigt, dass rund 22 % der verwendeten elektrischen Energie im Haushalt für das Kühlen und Gefrieren aufgebracht werden. Damit gehört die Kälteerzeugung neben der elektrischen Heizung, der Warmwasseraufbereitung und den elektrischen Kleingeräten zu den großen Energieverbrauchern in einem Haushalt. Aufbauend auf dieser Erkenntnis erließ die EU mit der Directive 2003/66/EC eine weitere ambitionierte „Energie - Labelling“ – Richtlinie, die den Absatz und die Entwicklung von hocheffizienten Kühl- und Gefriergeräten forcieren soll.

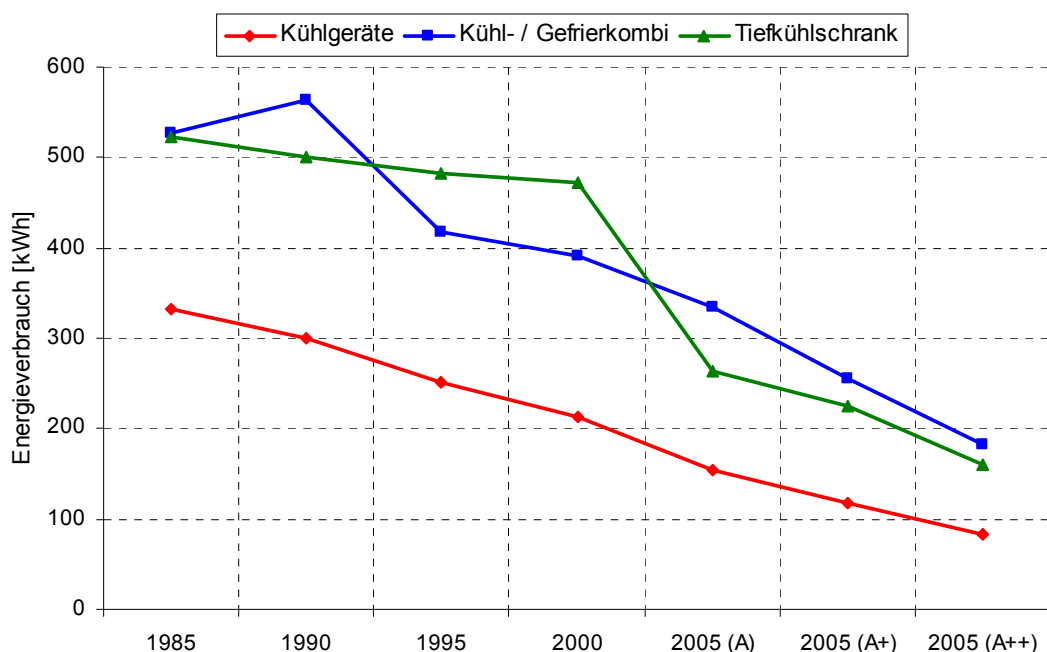


Abbildung 3: Trend im Energieverbrauch von Kühlgeräten, Kühl- / Gefrierkombinationen und Tiefkühlschränken (Energie labelling F – A [94/2/EC]; A+ und A++ [2003/66/EC])
Erste Erfolge können in diesem langwierigen Prozess bereits verbucht werden, wie in Abbildung 3 zu sehen ist. Dargestellt ist der Energieverbrauch eines durchschnittlichen

Gerätes abhängig von dessen Herstellungsdatums bzw. Energielabels. Sehr gut zu erkennen ist, dass es zu einer stetigen Reduktion des Energieverbrauchs seit Einführung der Energierichtlinien gekommen ist. Um eine weitere Verbesserung im Energieverbrauch der Kühl- und Gefrierschränke zu erzielen, sind nun die Hersteller von Kühlschränken, aber vor allem auch die Hersteller von Kühlschrankkompressoren gefordert.

Für Kühlschrankkompressoren mit Kälteleistungen von 50 – 250 W, wie sie in herkömmlichen Haushaltskühl- und Gefrierschränken verbaut werden, stellen diese Trends hin zu immer effizienteren Geräten eine besondere Herausforderung dar. Neben der Forderung nach immer energiesparenderen Kompressoren sind für die erfolgreiche Positionierung am Markt (Weltmarkt ca. 120 Mio. Kompressoren pro Jahr) noch weitere Verkaufsargumente wie Geräuschverhalten, Pulsationen am Ausgang des Kompressors aber auch Faktoren wie der Preis und Haltbarkeit entscheidend. Eine optimale Kombination der Zielereichung dieser Parameter ist notwendig, damit der Kompressor auch wirtschaftlich erfolgreich produziert werden kann.

In der Kompressorenentwicklung hat in den letzten Jahren neben der herkömmlichen hauptsächlich experimentellen Methode mit einfachen Berechnungsmodellen, nun auch die Methode der virtuellen Produktentwicklung mit aufwändigen numerischen Simulationen Einzug gehalten. Damit können die komplexen physikalischen Effekte, wie sie im Kompressor vorherrschen, besser erfasst werden. Der Vorteil der numerischen Werkzeuge liegt auf der Hand. Schnelle Ergebnisse durch den Wegfall aufwändiger Experimente, die noch dazu mit Meßfehlern behaftet sind, ermöglichen ein verbessertes physikalisches Verständnis der Vorgänge. Virtuelle Produktentwicklung mit numerischen Methoden impliziert jedoch auch Nachteile. Bei nicht fachgerechter Anwendung bzw. bei einer oberflächlichen Bewertung der Ergebnisse ergeben sich falsche Schlussfolgerungen. Die Gültigkeit der Methoden muss daher in möglichst aussagekräftigen Validierungsfällen überprüft werden. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass eine kritische Grundeinstellung zu allen Ergebnissen für eine ingenieurmäßige Betrachtung unumgänglich ist. Dies gilt sowohl für Simulations- als auch für Messergebnisse, da die Veränderungen am hochentwickelten hermetischen Kolbenkompressor meist sehr klein sind.

1.1. Problemstellung

Wie in der Einleitung erwähnt, stellt der Wirkungsgrad des hermetischen Kolbenkompressors eine Möglichkeit dar, den Energieverbrauch von Kühlgeräten zu reduzieren. Neben dem Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs und dem mechanischen Reibverlusten steht der thermodynamische Wirkungsgrad als wichtiger Einfluss fest. Die hier folgende Arbeit befasst sich mit der Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrades unter Verwendung aktueller numerischer Simulationsmethoden.

Ein hermetischer Kolbenkompressor stellt ein komplexes thermodynamisches System dar. Der grundsätzliche Aufbau ist auf die Massenproduktion ausgerichtet und kompakt. Gerade diese kompakte Bauform führt zu starken thermodynamischen Interaktionen zwischen den einzelnen Bauteilen. Einfache mathematische Modelle sind zur Beschreibung der komplexen Vorgänge meist nicht ausreichend. Der Grund hierfür liegt in den komplexen Geometrien der einzelnen Bauteile. Durch die aufgrund der Miniaturisierung zunehmende geometrische Komplexität spielen 3-dimensionale Strömungseffekte eine größere Rolle, die durch eine 0-dimensionale bzw. 1-dimensionale Berechnung kaum oder gar nicht abgebildet werden können. Aufgrund dieser Tatsachen aber auch der Verfügbarkeit von verbesserten Simulationswerkzeugen und Computerressourcen nahm die Verwendung von 3-dimensionalen Strömungssimulationen in den letzten Jahren eine immer wichtigere Rolle bei der Entwicklung von Kompressoren ein (eine genaue Definition, was unter 0/1 – und 3-dimensionalen Methoden zu verstehen ist, ist dem Kapitel 3.1 zu entnehmen). Meist ist es aber aufgrund der Komplexität des Gesamtsystems und der limitierten Rechenleistung nicht möglich, den gesamten Kompressor 3-dimensional zu betrachten. 3-dimensionale Berechnungen mit Rechenzeiten von mehreren Wochen stellen in der industriellen Entwicklungspraxis die Ausnahme dar und werden nur in Einzelfällen durchgeführt. Das Problem mit langwierigen Berechnungen ist, dass sie meist nur unter Verwendung grober Vereinfachungen erfolgen und damit nur einen Überblick über die vorherrschenden Effekte geben können. Die lange Dauer der Berechnung erschwert darüber hinaus den Vergleich von Varianten und ist somit für die Produktentwicklungen kaum einsetzbar. Eine andere Möglichkeit zur Verringerung der Simulationsdauer, ist die Betrachtung von ausgewählten Teilbereichen des Kompressors unter Verwendung von gemessenen Randbedingungen (z.B.: die Saugstrecke des Kompressors mit Druckrandbedingungen am Ein- und Auslass). Durch die starken gasdynamischen Interaktionen zwischen den Bauteilen sind die Ergebnisse solcher Simulationen in ihrer Aussage beschränkt, da die

Randbedingungen dieser Teilbereiche von den physikalischen Gegebenheiten im inneren des Systems abhängen (z.B.: Ventilbewegung – Strömung im Saugschalldämpfer). Eine weitere Problematik der Simulation stellt die Bestimmung der thermischen Randbedingungen dar, die noch stärker als die gasdynamischen Effekte in Interaktion mit dem restlichen Kompressor stehen. Durch die Verwendung gemessener Randbedingungen ist es zwar möglich ein System mit Simulationen nachzubilden, jedoch ist dadurch die Möglichkeit der Vorausberechnungen stark eingeschränkt. Speziell im Saugbereich des Kolbenkompressors wirken sich die Wandtemperaturen der gasführenden Teile sehr stark auf die indizierte Arbeit und damit die Gesamtleistung des Kompressors aus, da sie direkt die Kompressionsstarttemperatur beeinflussen. Bei erster Betrachtung stellen die thermischen Wechselwirkungen keine großen Herausforderungen dar, da im Allgemeinen die Möglichkeit besteht die instationäre Energieerhaltungsgleichung in Festkörpern zu lösen. Diese Überlegung ist grundsätzlich korrekt, jedoch dauert der Aufwärmvorgang eines Kompressors in Realität ca. 45 Minuten (entsprechend ca. 135.000 Zyklen). Erst danach liegen stationäre thermische Bedingungen vor. Damit sind solche Berechnungen ohne Anpassung der Zeitskalen für die Aufwärmung nicht durchführbar. Für stationäre Berechnungen des thermischen Gleichgewichtszustands müssen jedenfalls die energetischen Wechselwirkungen aller Bauteile im hermetischen Gehäuse korrekt berücksichtigt werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die 3-dimensionale Simulation eines Hubkolbenkompressors mit dem Vorhandensein von schnellen industriell anwendbaren Simulationsstrategien und -methoden steht und fällt. Der Entwicklung einschlägiger Simulationswerkzeuge widmet sich die nachfolgende Arbeit.

1.2. Zieldefinition und Arbeitshypothese

Ziel dieser Arbeit ist es, verschiedenartige Simulationswerkzeuge bzw. –ansätze sinnvoll miteinander zu verknüpfen, um die komplexen physikalischen Prozesse und ihre Wechselwirkungen im Inneren eines hermetischen Hubkolbenkompressors abzubilden. Weiters sollen die entwickelten Ansätze und Simulationsstrategien für industrielle Entwicklungszwecke einsetzbar sein. Somit sollen mehrere Generationen von Prototypen in relativ zur Entwicklungszeit, kurzen Bearbeitungszeiten beurteilt werden können. Spezielles Augenmerk soll bei den Untersuchungen auf die Simulation der Saugseite (bestehend aus Saugrohr, Gehäusedurchtritt, Saugschalldämpfer, Saugventil und Zylinder) gelegt werden, da laut Pischinger [2] in diesem Bereich das thermodynamisch größte Verbesserungspotential vorhanden ist. Zusätzlich sollen in der Arbeit noch die wichtigsten Energieflüsse innerhalb des

Kompressors qualitativ bewertet und dargestellt werden. Diese Betrachtung ist eine Voraussetzung, um die thermodynamischen Zusammenhänge innerhalb eines Kompressors aufzuzeigen und soll dadurch die Grundlagen schaffen, weitere thermodynamische Verbesserungspotentiale aufzuspüren und sie in weiterer Folge auch der Verwertung in einem Industrieprodukt zuzuführen.

Die vorliegende Arbeit soll aber nicht nur die vorher genannten Problemstellungen abdecken, vielmehr soll sie auch eine Art „Best-Practice-Guide“ für die thermodynamische Untersuchung von Hubkolbenkompressoren über Simulation darstellen. Damit soll der aktuelle Stand der simulatorischen Möglichkeiten mit seinen Grenzen aufgezeigt werden.

1.3. Projektumfeld

Alle hier dargestellten Arbeiten wurden im nachfolgend tabellarisch beschriebenen sogenannten CD-Labor für Thermodynamik der Kolbenmaschinen durchgeführt. CD-Labors stellen ein Forschungsinstrument dar, das eine langfristige Zusammenarbeit zwischen Industrie und Universitäten bzw. Fachhochschulen ermöglicht. Die Organisation erfolgt über die österreichische Christian Doppler Gesellschaft. (www.cdg.ac.at)

CD-Labor: Thermodynamik der Kolbenmaschinen
Modul: Modul 1: Thermodynamische Analyse und Simulation von Kolbenkompressoren
Industriepartner: ACC – Austria
Beginn: 01.09.2004
Leitung: Ao. Univ.-Prof. Dr. Raimund A. Almbauer

2. Theoretische Grundlagen

Dieses Kapitel gibt einen Einblick in den Aufbau eines vollhermetischen Hubkolbenkompressors. Es fasst die thermodynamischen Grundlagen des Kältekreisprozesses, der vom Kältemittel im Kühlschrank durchlaufen wird, zusammen. Dieses Kapitel soll aber auch die wichtigsten Gleichungen für die Berechnung der Strömung darstellen. Die Kompressorkomponenten und deren Funktion werden anhand der Kompressorgeneration Kappa der Fa. ACC-Austria dargestellt.

2.1. Funktionsweise eines Kühlschranks mit Kompressionskälteanlage

2.1.1. Komponenten eines Kühlschranks

Grundsätzlich kann der Kühlvorgang im Kühlschrank, wie in Abbildung 4 dargestellt werden. Der Kühlkreislauf besteht aus fünf Hauptkomponenten. Es sind dies die drei Wärmetauscher Kondensator, Verdampfer und der interne Wärmetauscher, das Kapillarrohr und als komplexeste Komponente der hermetische Kolbenkompressor.

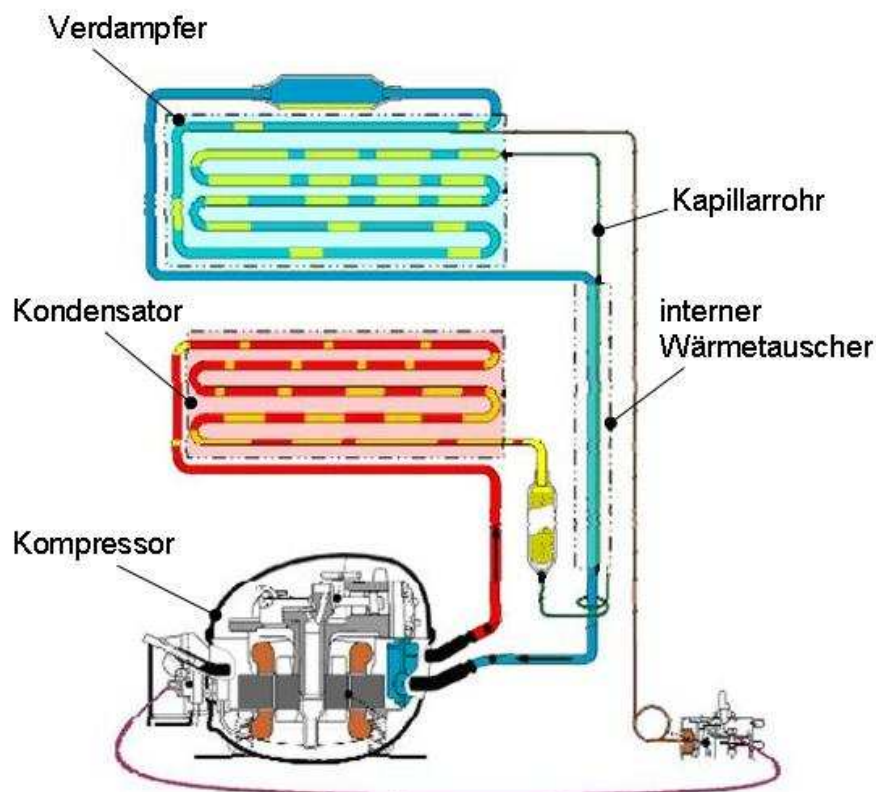


Abbildung 4: Wirkungsweise des Kältekreisprozesses eines Kühlschranks vgl. Burgstaller [3]

Das dampfförmige Kältemittel (in den meisten Fällen R600a oder R134), wird vom Kompressor auf einen höheren Druck und eine höhere Temperatur gebracht. Danach

strömt es durch den Wärmetauscher auf der Rückseite des Kühlschranks, dem Verflüssiger (Kondensator), wobei Wärme an die Umgebung abgegeben wird. Durch diese Wärmeabgabe ändert das Kältemittel seinen Aggregatzustand von dampfförmig auf flüssig und wird dort unter die Kondensationstemperatur abgekühlt. Nach dem Verflüssiger strömt das Kältemittel durch die Kapillare und baut dort den Druck ab. Gleichzeitig ist ein Teil des Kapillarrohrs als interner Wärmetauscher ausgeführt, so dass das entspannende Kältemittel gekühlt wird. Nach dem Verlassen des Kapillarrohrs strömt das flüssige Kältemittel durch den Wärmetauscher im Inneren des Kühlschranks und nimmt dort Wärme vom Kühlgut auf. Dies erfolgt durch die Änderung des Aggregatzustands von flüssigen zurück in den dampfförmigen Zustand. Vor dem Eintritt in das Kompressorgehäuse erwärmt sich das dampfförmige Kältemittel im internen Wärmetauscher ungefähr auf Umgebungstemperaturniveau.

2.1.2. Kreisprozess im Kühlschrank

Der reale Betrieb eines Kühlschranks lässt sich nur schwer darstellen, da es sich durch das oftmalige Ein- und Ausschalten um einen hoch instationären Vorgang handelt. Durch verschiedene Randbedingungen wie die Außentemperatur, das wiederholte Öffnen der Kühlschranktür, das Einlagern warmen Kühlguts und allgemein die Temperatur des Kühlguts ergeben sich für den Kreisprozess unterschiedliche Betriebszustände. Um eine Vergleichbarkeit von Kompressoren unterschiedlicher Herstellern zu schaffen und möglichst gleichbleibende Randbedingungen für die Auslegung der Bauteile zu erhalten, werden genau definierte Vergleichsprozesse herangezogen. Diese Vergleichsprozesse haben die Aufgabe den gesamten Prozess innerhalb eines Kompressorkühlschranks so realistisch wie möglich für die Effizienzeinstufung von Kompressoren nachzubilden. Es existieren in der Literatur mehrere Vergleichsprozesse. Der am häufigsten verwendete Vergleichsprozess ist der sogenannte ASHRAE – Prozess, der eine Verdampfungstemperatur von $-23,3\text{ °C}$ und eine Kondensationstemperatur von $55,2\text{ °C}$ aufweist. ASHRAE ist die amerikanische Vereinigung der Wärme- und Kühlanlageningenieure (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers). Weiters ist die Unterkühlungstemperatur (= Eintrittstemperatur in das Kapillarrohr) mit 32 °C , sowie die Überhitzungstemperatur (= Eintrittstemperatur in den Kompressor) mit 32 °C festgelegt. Da der Industriepartner ACC Austria ausschließlich Kompressoren für den Betrieb mit dem Kältemittel Isobutan (R600a) herstellt, werden in dieser Arbeit auch nur Kreisprozesse

mit dem Arbeitsmedium Isobutan untersucht. In Abbildung 5 ist die Prozessführung für den Kälteprozess laut ASHRAE [4] dargestellt. Der Kreisprozess lässt sich in folgende verschiedene Teilbereiche gliedern:

- 1 – 2 Kompression
- 2 – 2' Isobare Abkühlung im Verflüssiger (= Kondensator)
- 2' – 3' Kondensation im Verflüssiger
- 3' – 3 Unterkühlung auf 32 °C im Verflüssiger
- 3 – 4 Gekühlte Expansion im Kapillarrohr
- 4 – 1' Isobare Verdampfung im Verdampfer
- 1' – 1 Überhitzung auf 32 °C im internen Wärmetauscher

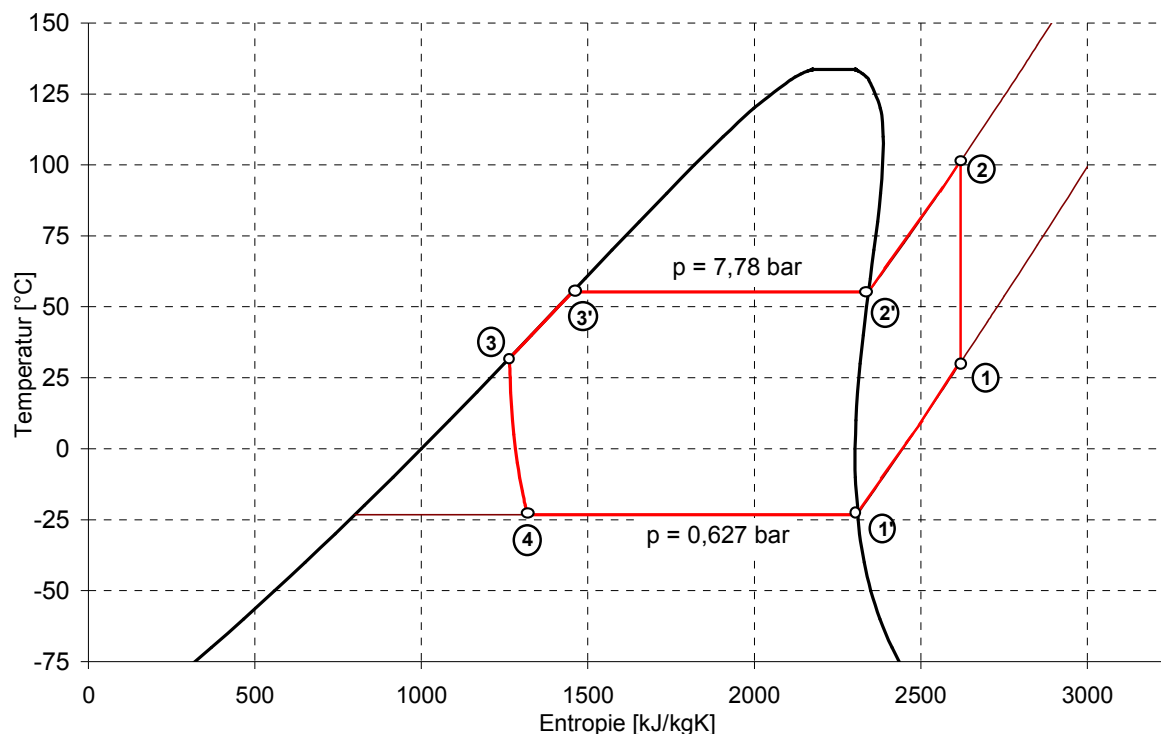


Abbildung 5: ASHRAE – Vergleichsprozess für das Kältemittel Isobutan (R600A)

Wie aus der Thermodynamik bekannt, handelt es sich beim Kälteprozess um einen gegen den Uhrzeigersinn umlaufenden Kreisprozess, dem Arbeit zugeführt werden muss. Die spezifische Enthalpiedifferenz zwischen Punkt 1 und Punkt 2 entspricht im Großen und Ganzen der für die Kompression aufzuwendenden spezifischen Arbeit (Der Einfluss des Wärmeübergangs während der Kompression ist gering). Die gewonnene Kälteleistung entspricht dem Produkt aus der spezifischen Enthalpiedifferenz zwischen den Punkten 4 und 1 und Massenstrom. Das entspricht bei den gegebenen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen einer spezifischen Kälteleistung von $q_0 = 336 \text{ kJ/kg}$.

Nachgestellt werden diese Vergleichsprozesse in einem Kalorimeter (Details siehe Kapitel 2.3), das die Drücke am Ein- und Austritt und die Temperaturen am Einlass des Kompressors abhängig vom eingestellten Vergleichsprozess vorgibt. In einem Kalorimeter wird die Leistungszahl eines Kompressors ($COP = \text{Coefficient of Performance}$) über den gemessenen Massenfluss bei einem vorgegebenen Vergleichsprozess bestimmt. Dieser ist direkt proportional der Kälteleistung und indirekt proportional der aufgenommenen elektrischen Leistung, siehe Gleichungen (1) und (2).

$$\dot{Q}_0 = q_0 \cdot \dot{m} \quad (1)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} \quad (2)$$

Um einen Kompressor für den Einsatz im Kühlgerät zu optimieren, können auch andere Vergleichsprozesse herangezogen werden. Aus Messungen an verschiedenen Kühlgeräten stellte sich heraus, dass der Vergleichsprozess mit einer Verdampfungstemperatur von $-23,3 \text{ }^\circ\text{C}$ und einer Kondensationstemperatur von $+45^\circ\text{C}$ den realen Ablauf innerhalb eines modernen Kühlgerätes mit guter Energieeffizienz besser nachbildet, als dies der herkömmliche ASHRAE – Vergleichsprozess mit einer Kondensationstemperatur von $+55^\circ\text{C}$ tut. Aus diesem Grund wurde für die vorliegende Arbeit das Hauptaugenmerk auf den Kälteprozess mit einer Kondensationstemperatur von $+45^\circ\text{C}$ gelegt. Nachfolgend sind für diesen Kreisprozess das T-s – Diagramm (Abbildung 6) sowie das in der Kältetechnik sehr häufig verwendete p-h – Diagramm (Abbildung 7) dargestellt.

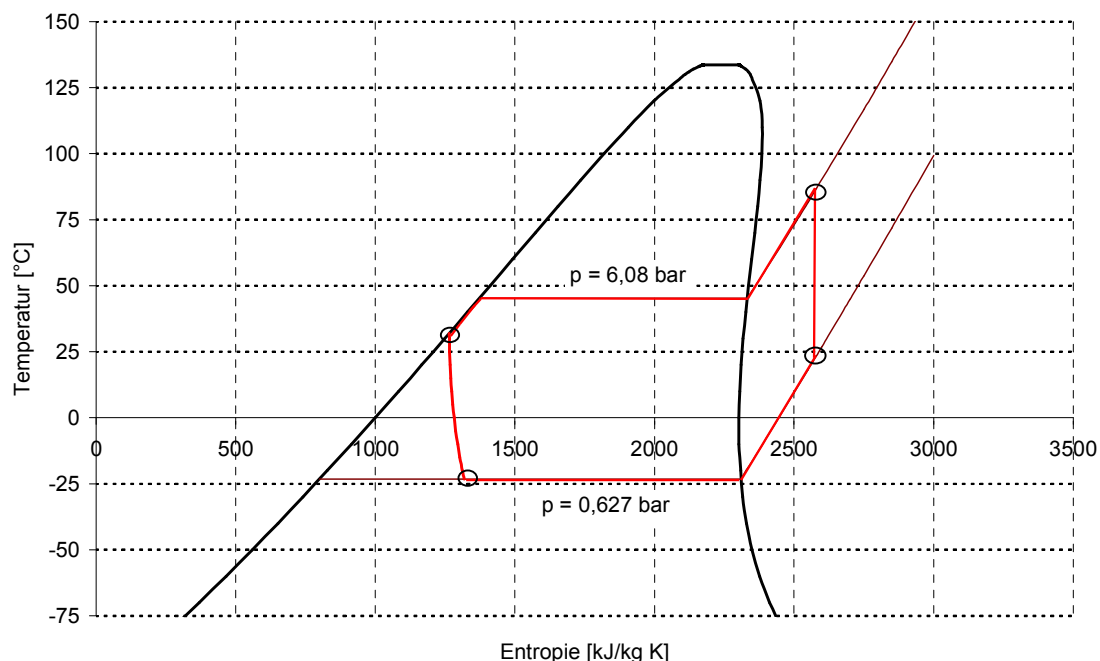


Abbildung 6: T-s Diagramm $T_v = -23,3$ u. $T_c = 45^\circ\text{C}$

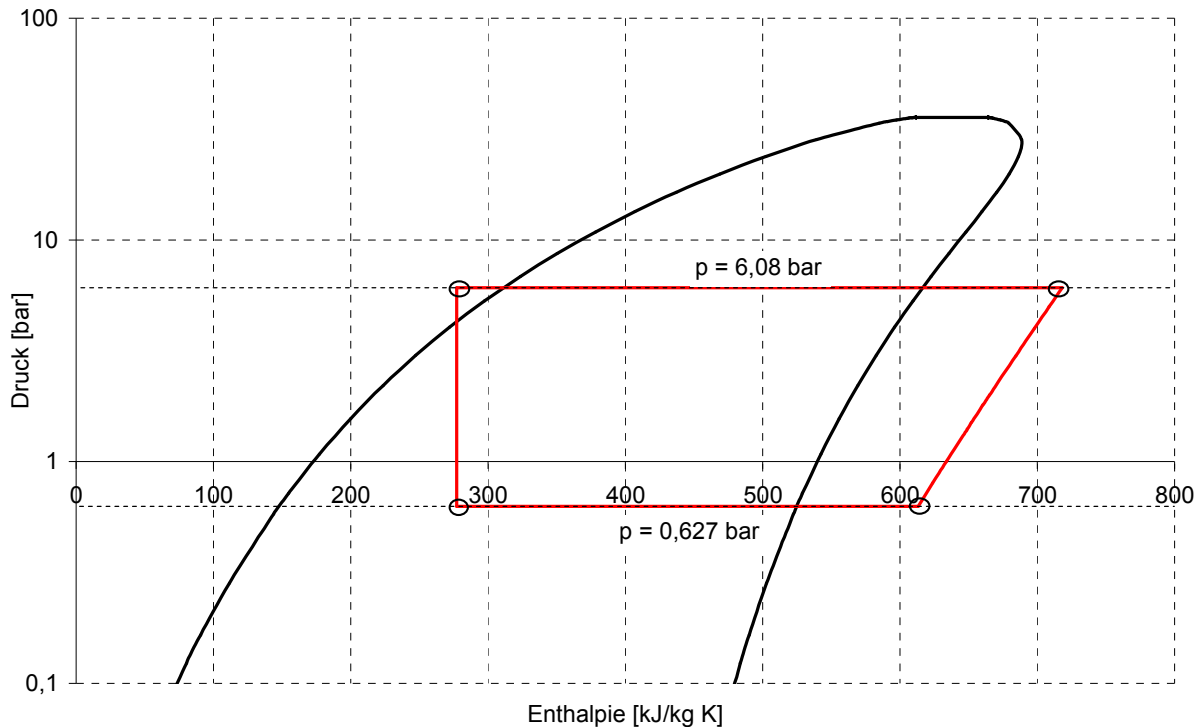


Abbildung 7: p-h Diagramm $T_v = -23,3$ u. $T_c = 45^\circ\text{C}$

Durch das Verringern der Kondensationstemperatur von 55°C auf 45°C ergibt sich natürlich auch eine Änderung der maximal erreichbaren theoretischen Leistungszahl (COP_{\max}), die sich angelehnt an den idealen Carnotprozess, wie folgt beschreiben lässt.

$$\text{COP}_{\max} = \frac{T_{\text{verdampfung}}}{T_{\text{kondensation}} - T_{\text{verdampfung}}} \quad (3)$$

Die maximale Leistungszahl steigt von 3,19 bei der Kondensationstemperatur 55°C auf 3,65 für die Kondensationstemperatur von 45°C . Zusätzlich zu diesen thermodynamisch günstigeren Bedingungen, verringern die kleineren Drücke im Kompressor die Kolbenkräfte, was wiederum in einer Verringerung der Reibleistung resultiert. Mit sinkendem Kompressionsenddruck nimmt auch das Temperaturniveau im gesamten hermetischen Kompressor ab. Daraus resultierend ergibt sich eine geringere Aufheizung des Gases im Kompressor, was sich wiederum gut auf die Leistungszahl auswirkt. In Abbildung 6 bzw. Abbildung 7 ist der Kälteprozess bei isentroper Prozessführung ohne sonstige Verluste dargestellt. In Realität treten eine Reihe von Verlusten auf, wie Druckverluste in den Rohrleitungen der Wärmetauscher, Druckverluste im Ansaugbereich des Kompressors, Sauggaserwärmung im Ansaugbereich des Kompressors oder die Erwärmung des Kältemittels durch Wärmeübergang im Zylinder, etc. Die in dieser Arbeit betrachteten Verluste betreffen lediglich den Kompressor, deshalb werden alle anderen Bauteile im Kreisprozess als

verlustfrei angesehen. Kapitel 2.2.4 befasst sich näher mit den verschiedenen im Kompressor auftretenden Verlusten.

2.2. Der hermetische Hubkolbenkompressor

Der hermetische Hubkolbenkompressor, wie er in Kühlschränken eingesetzt wird, ist in seiner Konstruktion und Bauform relativ alt. Am grundsätzlichen Aufbau hat sich in den letzten 30 Jahren nur wenig geändert. Jedoch ermöglicht speziell der Einsatz von neuen Materialien in Zukunft Bauformen, die so bisher noch nicht zu realisieren waren. Abbildung 8 zeigt den schematischen Aufbau eines hermetischen Hubkolbenkompressors, so wie er in Haushaltskühlgeräten eingesetzt wird. Die blauen Pfeile in der Darstellung repräsentieren den Fluss des Kältemittels durch den Kompressor. Der Kolbenkompressor wird über einen Einphasen-Asynchronmotor angetrieben. Die vertikal stehende Kurbelwelle wird über den Rotor des Elektromotors in Bewegung gesetzt, mit dem sie über eine Presspassung verbunden ist. Der Kolben ist durch das Pleuel mit der Kurbelwelle verbunden, die auch die Ölversorgung des Kompressors sichergestellt. Dazu befindet sich am unteren Ende der Kurbelwelle eine Öffnung, durch die Öl aus dem Ölsumpf am Boden des Gehäuses angesaugt wird. Mithilfe der Zentrifugalkraft und einer gefrästen wendelförmigen Nut auf der Kurbelwelle wird das Öl zu den notwendigen Schmierstellen transportiert.

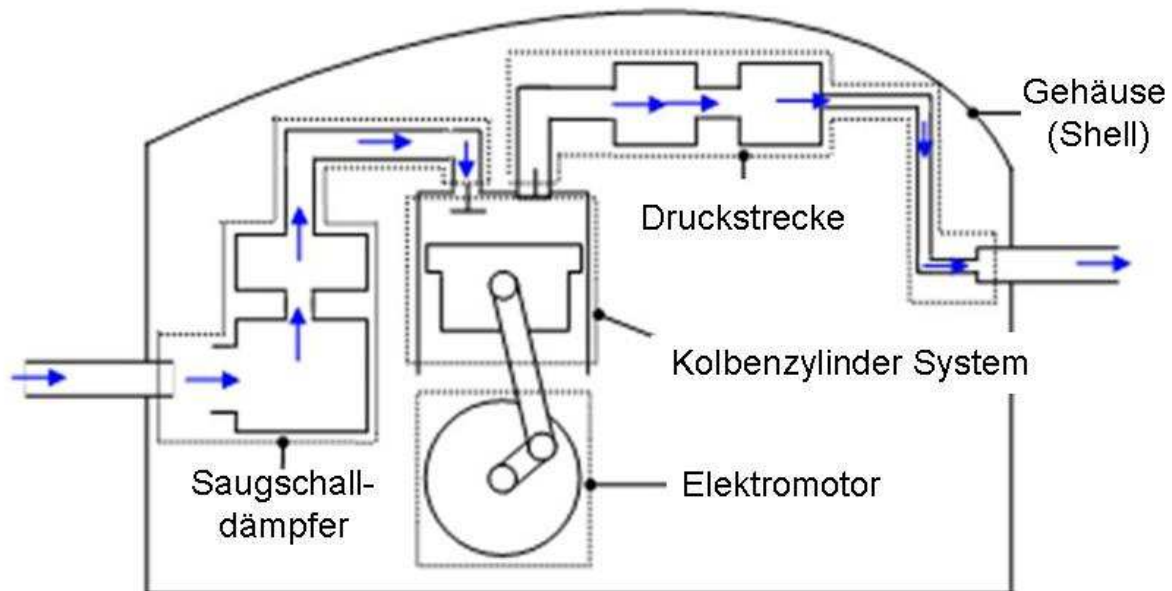


Abbildung 8: schematische Darstellung des Hubkolbenkompressors mit dargestellten Fluss des Kältemittels

Die nachfolgenden Arbeiten zur Simulation von Bauteilen wurden für den Kompressortyp HTK 55 der Fa. ACC Austria durchgeführt. Diese Arbeiten sollen

Erkenntnisse für die Entwicklung des neuen Typs Delta liefern. Daher war es notwendig einen möglichst ähnlichen, bereits bestehenden Kompressor als Standard zu definieren, um an diesem allfällige Verbesserungen bewerten zu können. Dieser Kompressor besitzt ähnliche Abmaße der Hauptkomponenten und ermöglicht damit Rückschlüsse auf das Verhalten des neuen Kompressortyps. In Tabelle 1 sind die Hauptparameter der Kompressoren HTK 55 und des Delta Kompressors Pilotlos 3 (PL3) gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, dass die Kompressoren HTK 55 und δ (PL3) durchaus vergleichbare Hauptparameter besitzen.

Tabelle 1: Vergleich der wichtigsten Kompressorparameter

Bezeichnung	HTK 55	δ (PL3)
el. Eingangsleistung [W]	50	50
Bohrungsdurchmesser [mm]	21,1	21,1
Pleuel Länge [mm]	33	34
Hub [mm]	15,4	16
Motor Drehzahl [U/min]	2950	2950
Schadraum [mm³]	85	60
Hubraum [cm³]	5,4	5,6
Kälteleistung [W]	90	100
COP [W]	1,72	1,75

Nachfolgend werden kurz die Funktionen, der gasführenden Bauteile eines hermetischen Hubkolbenkompressors anhand des HTK 55 erklärt.

2.2.1. Sauglinie des Kompressors

Der Ansaugbereich des Kolbenkompressors setzt sich aus mehreren Bauteilen zusammen. Es sind dies Saugrohr, Gehäuse und Saugmuffler. (Dieser in der Branche übliche Begriff "Saugmuffler" steht für das Bauteil, das von der Funktion am besten als Saugschalldämpfer bezeichnet werden kann. Im Weiteren wird hier der branchenübliche Begriff verwendet). In Abbildung 9 ist der Ansaugbereich des Kompressors dargestellt.

Die grundsätzliche Aufgabe des Ansaugbereiches mit der Hauptkomponente Saugmuffler ist es, das Kältemittel möglichst kühl und möglichst ohne Druckverluste

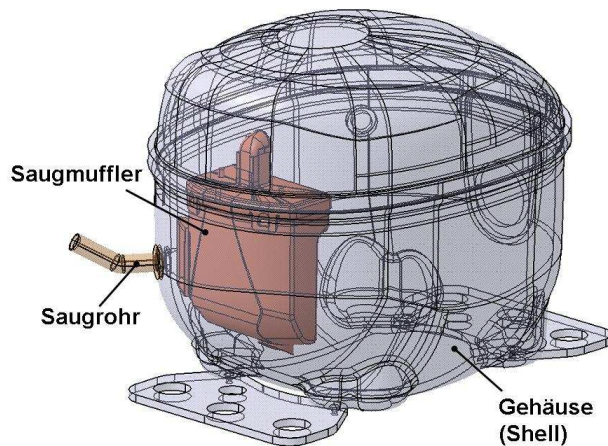


Abbildung 9: Ansaugbereich des HTK 55 - Kompressor

in den Zylinder zu führen. Der Saugmuffler soll dabei die beim Öffnen der Ventile und damit beim Ansaugen des Kältemittels entstehenden Geräusche dämpfen. Die Aufgaben Geräusch zu dämpfen und gleichzeitig den Druckverlust gering zu halten sind gegenläufige Anforderungen, deren Erfüllung nur über einen sogenannten „Trade-Off“ entschieden wird.

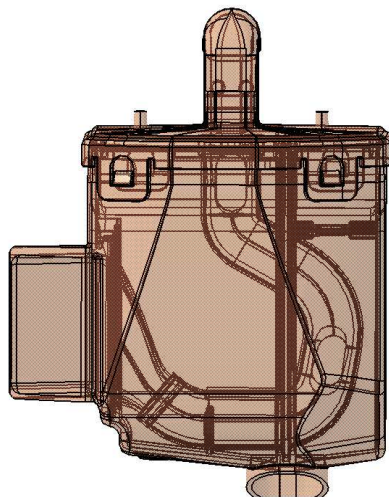


Abbildung 10: Saugmuffler des HTK 55 – Kompressors

Der Saugmuffler des Kompressors HTK 55 besteht aus mehreren hintereinander geschalteten Kammern, die durch eine Rohrleitung miteinander verbunden sind. Das Gehäuse (Shell) besteht aus zwei Halbschalen, die als Tiefziehteile aus Stahl gefertigt werden und in der Mitte durch eine hermetische dichte Schweißnaht verbunden sind.

2.2.2. Zylinder, Kolben und Ventile

Beim HTK 55 lassen sich Kolben, Zylinder und Ventile nicht getrennt von der Druckstrecke darstellen, deshalb ist zum besseren Verständnis der gasführende Bereich der Druckstrecke in grün eingefärbt dargestellt (Abbildung 11). Das Zylindergehäuse selbst besteht aus Gusseisen und ist über Schrauben mit dem Zylinderdeckel verbunden. Zwischen dem Zylinderdeckel und dem Zylindergehäuse befindet sich die Ventilplatte, die als Träger für das Saug- und Druckventil fungiert. Aufgabe des Zylindergehäuses ist es den Kolben zu führen und zusammen mit Kolben,

Ventilplatte und Ventilen den Kompressionsraum abzuschließen. Der dargestellte Zylinderdeckel wird aus Aluminium im Druckgussverfahren gefertigt. Das Pleuel und der Kolben bestehen aus einem Eisen-Sinterwerkstoff.

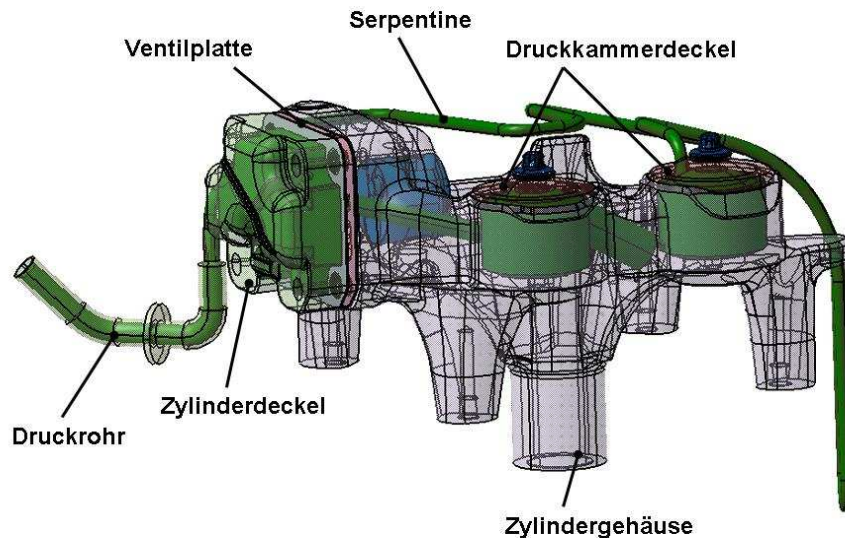


Abbildung 11: Zylindergehäuse mit Druckstrecke

In der Ventilplatte integriert befinden sich die beiden Ventile, das Saug- und das Druckventil, die den Kältemittelstrom in und aus dem Zylinder steuern. In Abbildung 12 ist die exakte geometrische Situation der Ventile dargestellt.

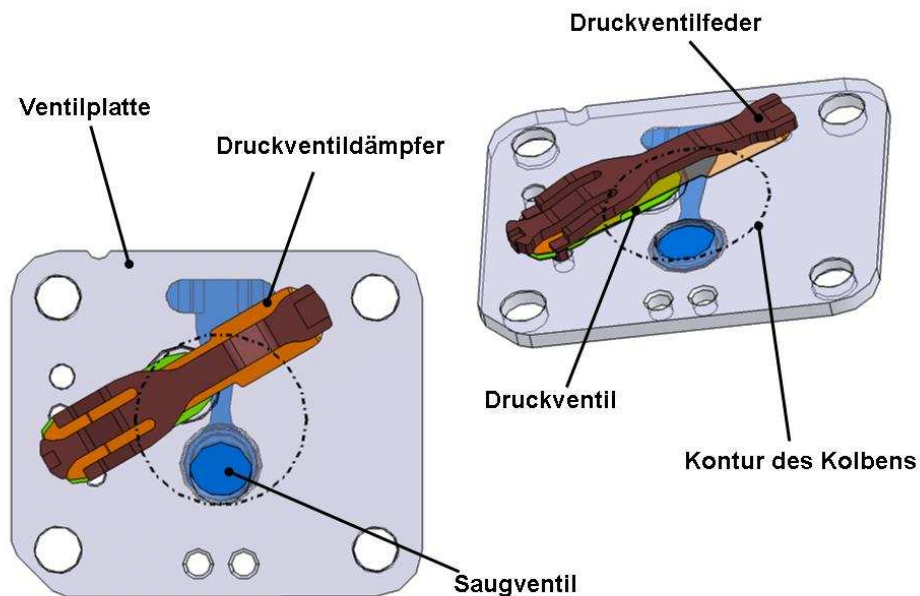


Abbildung 12: Einbausituation der Ventile des HTK 55 Kompressors

Die Ventile sind als Flatterventile ausgeführt, bestehen aus Federstahl und werden über die Druckunterschiede, die auf den beiden Seiten der Ventile wirken, betätigt. Das Saugventil wird in seiner Bewegung nicht begrenzt und kann damit normalerweise in eine Richtung frei schwingen. Jedoch kann es im Betrieb durchaus

vorkommen, dass das Saugventil am Kolben anschlägt. Der Aufbau des Druckventils ist komplizierter und besteht aus mehreren Teilen. Neben dem Ventilblatt ist noch eine Ventulfeder und auch ein Ventilstopp vorhanden. Der Ventilstopp fixiert zusätzlich zur Wegbegrenzung die Lage der Ventilbauteile gegenüber der Ventilplatte.

2.2.3. Drucklinie des Kompressors

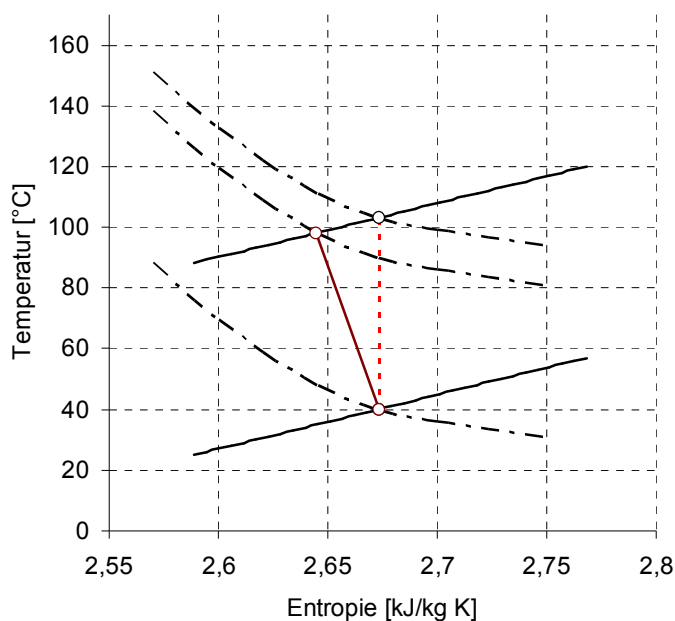
Die Drucklinie des Kompressors besteht aus dem Druckschalldämpfer (Druckmuffler), der sich aus Zylinderdeckel und Druckkammern zusammensetzt, Serpentine und Druckrohr. Die Aufgabe des Druckmufflers ist es, die Ausschleifarbeit so gering wie möglich zu halten, und dabei gleichzeitig die beim Ausschleiben aus dem Zylinder entstehenden Druckpulsationen zu dämpfen. Zu starke Druckpulsationen würden ansonsten den Kondensator des Kühltanks zu Schwingungen anregen, was zu einer unangenehmen Geräusentwicklung im Betrieb des Kühltanks führen würde.

2.2.4. Verlustmechanismen im Kompressor

In den verschiedenen Bauteilen, des Kompressors treten eine Vielzahl von verschiedenartigen Verlustmechanismen auf, welche die Leistung des Kompressors beeinflussen. Nachfolgend werden die wichtigsten dieser Verlustmechanismen kurz vorgestellt.

- Wärmeübergang im Zylinder

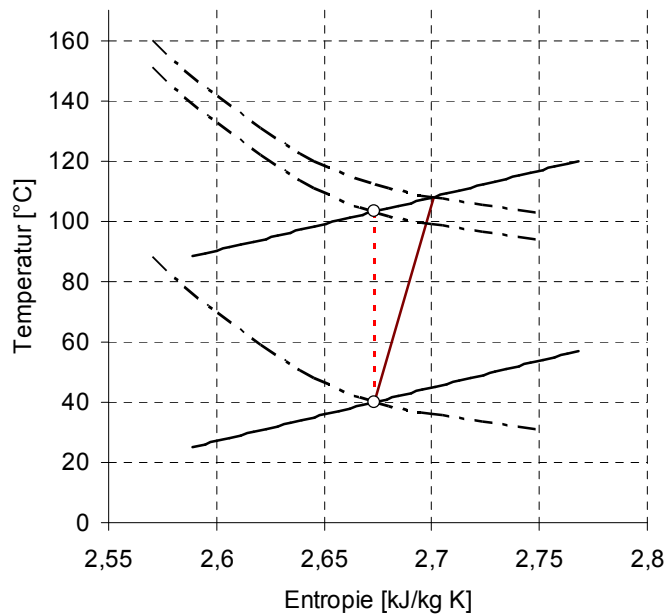
Im normalen Betrieb findet sowohl eine Wärmezufuhr als auch eine Wärmeabfuhr innerhalb des Kompressors statt. Wird das Kältemittel gekühlt (Kurve neigt sich von



der Isentrope nach links, dargestellt in Abbildung 13) verringert sich die notwendige Verdichterarbeit; wird das Gas aber aufgewärmt (Kurve neigt sich von der Isentrope nach rechts, dargestellt in Abbildung 14) so vergrößert sich die notwendige Arbeit für die Verdichtung des Gases. Eine reale Verdichtungsline ist in Abbildung 15 dargestellt. Die Verdichtung lässt sich dabei in drei Phasen

Abbildung 13: Gekühlte Kompression

unterteilen. In der ersten Phase kommt es zu einer Aufheizung des Kältemittels,



ersichtlich an der nach rechts geneigten Kompressionslinie. Diese Wärmezufuhr hält solange an, bis das Kältemittel nahezu dieselbe Temperatur besitzt wie der Zylinder. Danach verläuft die Kompressionslinie kurzzeitig isentrop. Durch die weitere Kompression übersteigt dann die Temperatur des Gases die Zylindertemperatur. Dadurch kommt es zu einem Wärmefluss vom Gas zum Zylinder. Die Kompressionslinie neigt sich nach

Abbildung 14: Kompression mit Wärmezufuhr

links und es kommt zu einer Kühlung des Kältemittels.

Die Kompression lässt sich näherungsweise mithilfe der Polytropenbeziehung beschreiben

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (4)$$

Jedoch ist dabei anzumerken, dass die Berechnung mittels der Polytropengleichung, lediglich etwas über den Anfangs- und Endzustand der Kompression aussagt, es lassen sich jedoch keine genauen Schlüsse über den Kompressionsverlauf ziehen. Für die Kompression kann von einem mittlerer Polytropenexponent von 1,02 - 1,05 beim Einsetzen des Anfangs- und Endzustand in (Glg. (4)) ausgegangen werden.

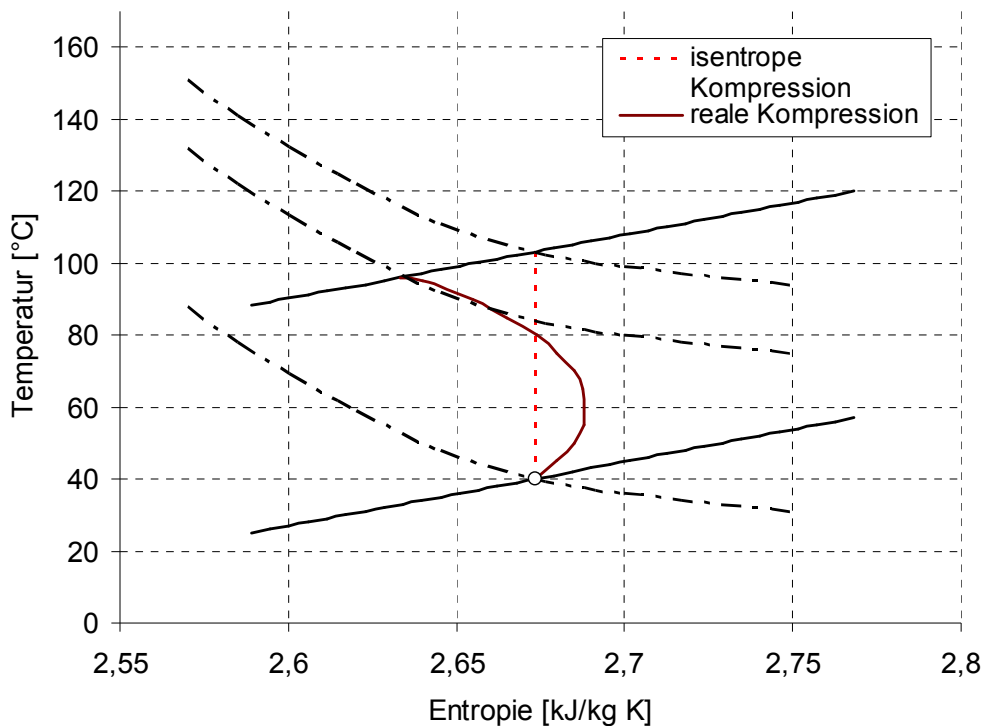


Abbildung 15: „Realer“ Kompressionsverlauf aus CFD Berechnung

- Druckverluste auf der Saug- bzw. der Druckseite

Neben den Druckverlusten aufgrund von Reibungsvorgängen in der Strömung treten auch Druckunterschiede aufgrund von Trägheitseffekten auf. Im Fall des hermetischen Kältemittelkompressors sind die dissipativen Verluste von untergeordneter Bedeutung. Auf der Saugseite reduziert sich während der Saugphase aufgrund der Trägheit des Saugventils sowie der Trägheit der Kältemittelmasse im Saugmuffler, der effektive Ansaugdruck. Durch diese Reduzierung des Ansaugdruckes wird die indizierte Arbeit erhöht. Auf der Druckseite wird die indizierte Arbeit durch die Arbeit erhöht, welche benötigt wird, um das komprimierte Gas zu beschleunigen und gegen den durch Reibungsverluste erhöhten Gegendruck (Kondensationsdruck) auszuschieben (Ausschiebearbeit). Diese Verluste lassen sich am besten in einem p-V-Diagramm darstellen (Abbildung 16). Die dargestellte blau schraffierte Fläche wird auch Saugarbeit genannt. Sie tritt aufgrund der vorher erwähnten Trägheiten und Verluste auf. Die grün schraffierte Fläche stellt die zusätzliche, durch Verluste bedingte Ausschiebearbeit dar. Zusätzlich wurde in Abbildung 16 schon berücksichtigt, dass sich bei allen Kompressoren im oberen Totpunkt ein Restvolumen („Schadraum“) ergibt. Dieser Schadraum beträgt je nach Kompressor in dieser Leistungsklasse 60 – 120 mm³ und führt zu einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von ungefähr 1:100.

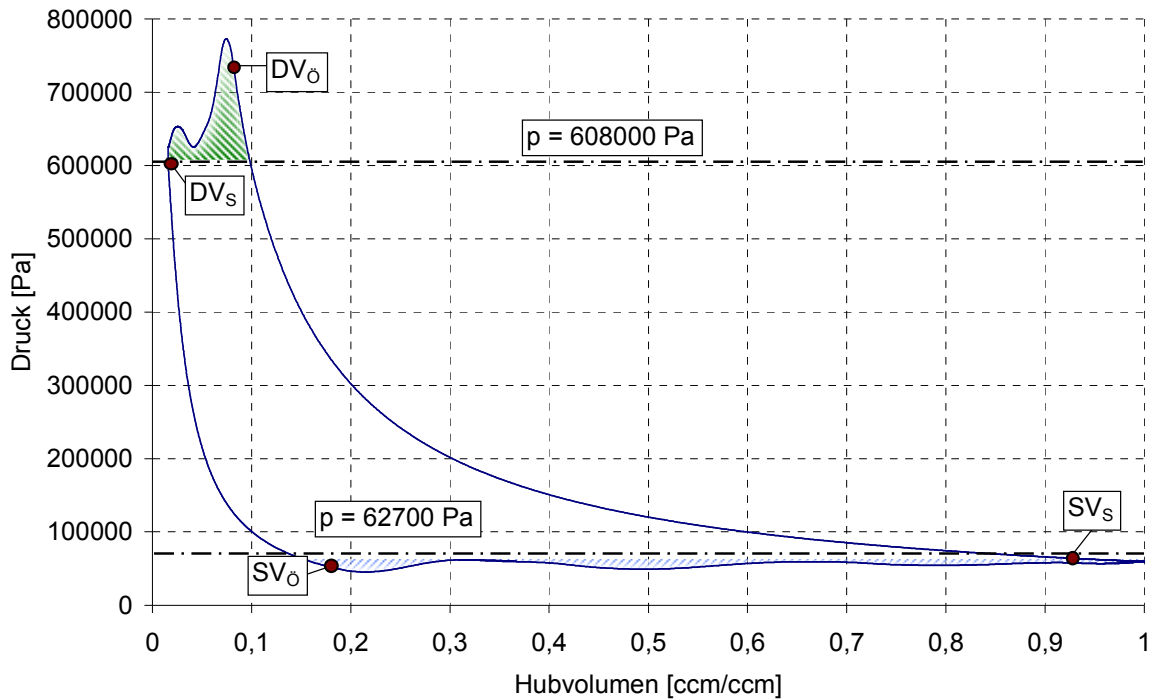


Abbildung 16: p-V-Diagramm mit Saug- und Druckverlusten

- Sauggaserwärmung während der Saugphase

Einen wesentlichen Beitrag zu den Verlusten liefert auch die Aufheizung des Kältemittels während der Saugphase. Bei gleichbleibendem Volumenstrom wird durch die Erwärmung des Kältemittels am Austritt des Saugmufflers (Mufflerneck) die Dichte reduziert. Dadurch strömt ein geringerer Massenstrom in den Zylinder. Gleichzeitig erhöht sich aufgrund der höheren Kompressionsstarttemperatur die spezifische indizierte Arbeit wodurch der COP sinkt.

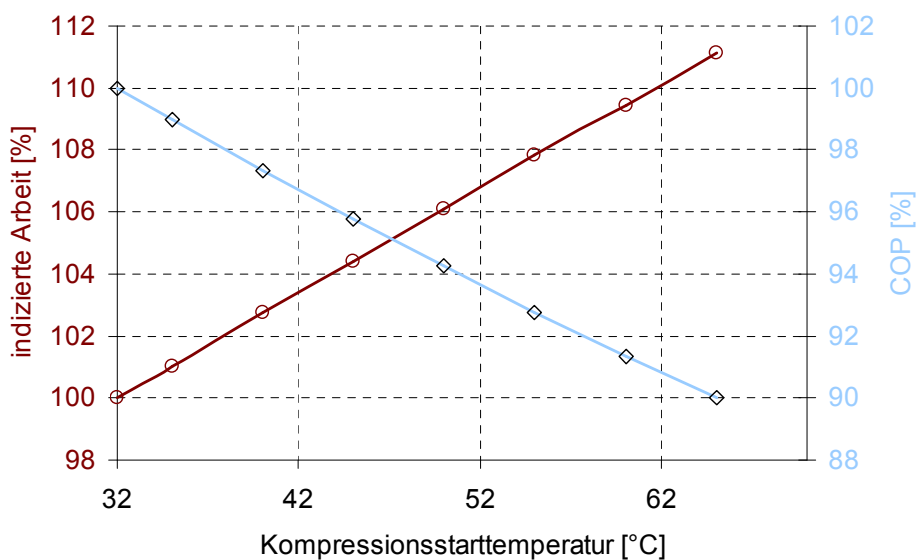


Abbildung 17: Einfluss der Kompressionsstarttemperatur auf die spezifische indizierte Arbeit und die Leistungszahl (COP)

In Abbildung 17 sind diese Zusammenhänge dargestellt. Burgstaller [3] und Freiberger [5] befassten sich detailliert mit dieser Thematik. Er kam zur Erkenntnis, dass eine Erhöhung der Kompressionsstarttemperatur des Kältemittels um 1°C eine Verringerung der Leistungszahl um ca. 0,33% nach sich zieht.

- Reibung im Kompressor

Wie bei jeder Maschine treten auch bei Kolbenkompressoren mechanische Reibungsverluste auf und erhöhen dadurch die Arbeit für die Kompression des Kältemittels. Tabelle 2 listet die Hauptreibungsquellen im Kompressor auf. Dabei ist zu erwähnen, dass es sich dabei um ungefähre Größen für den Kompressor HTK 55 handelt.

Tabelle 2: Hauptreibungsquellen

Benennung	Verlustleistung [Watt]
Hauptlager	4,3
Axiallager	1,6
Zapfenlager	0,8
Kolbenreibung	3,3

Die Reibleistung wird vor allem durch den Maximaldruck im Zylinder bestimmt. Ein anderer für die Reibung des Kompressors wichtiger Faktor ist die Ölviskosität. Je höher die Temperatur, desto geringer ist die Viskosität und damit die Reibleistung. Abbildung 18 stellt den Zusammenhang zwischen Temperatur und kinematischer Viskosität von verschiedenen in hermetischen Kompressoren verwendeten Ölen dar.

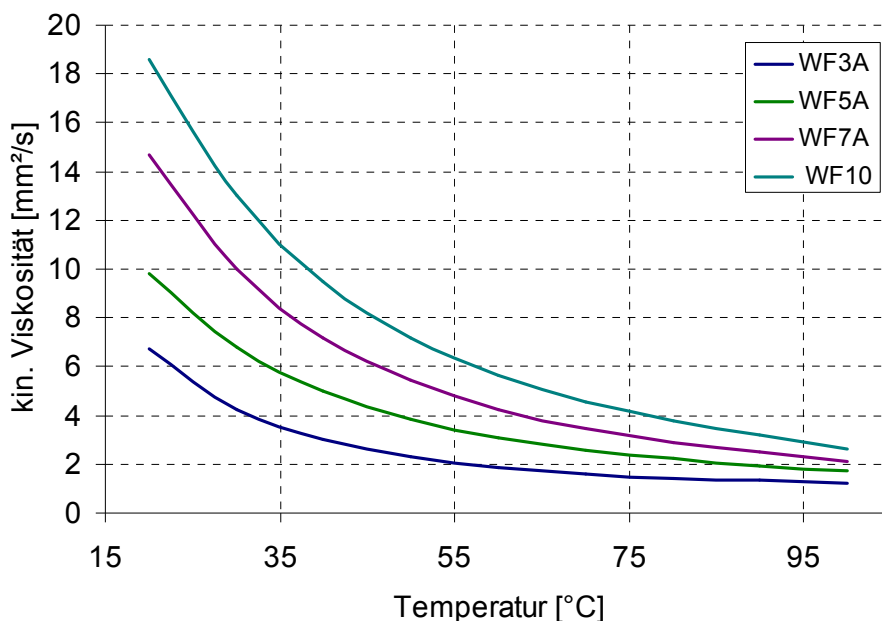


Abbildung 18: Zusammenhang der Öltemperatur und der kinematischen Viskosität von Schmierölen

- Wirkungsgrad des Elektromotors

Ein Großteil der Verluste entfällt auf den elektrischen Wirkungsgrad des im Kompressor verwendeten Motors. Bei einem Motorwirkungsgrad von 75 – 85 % entspricht dies einem Verlust von 25 – 15 %. Obwohl es technisch möglich wäre einen Elektromotor mit höherem Wirkungsgrad zu produzieren, ist dies aufgrund der überproportional ansteigenden Kosten für jeden zusätzlichen Prozentpunkt an Wirkungsgrad unwirtschaftlich. Die Hauptverlustquelle im Motor stellt dabei die Dicke des Luftspaltes zwischen Rotor und Stator dar. Deshalb laufen auch ständig Bestrebungen den Luftspalt zwischen Rotor und Stator zu verringern.

2.3. Das Kalorimeter

Die Experimente am Kompressor werden üblicherweise in einem Kalorimeter durchgeführt. Das Kalorimeter misst die elektrische Eingangsleistung und die Kälteleistung, die wie bereits erwähnt, proportional dem Massenstrom ist. Die Funktionsweise des Kalorimeters lässt sich am Besten an einer schematischen Darstellung erklären (siehe Abbildung 19).

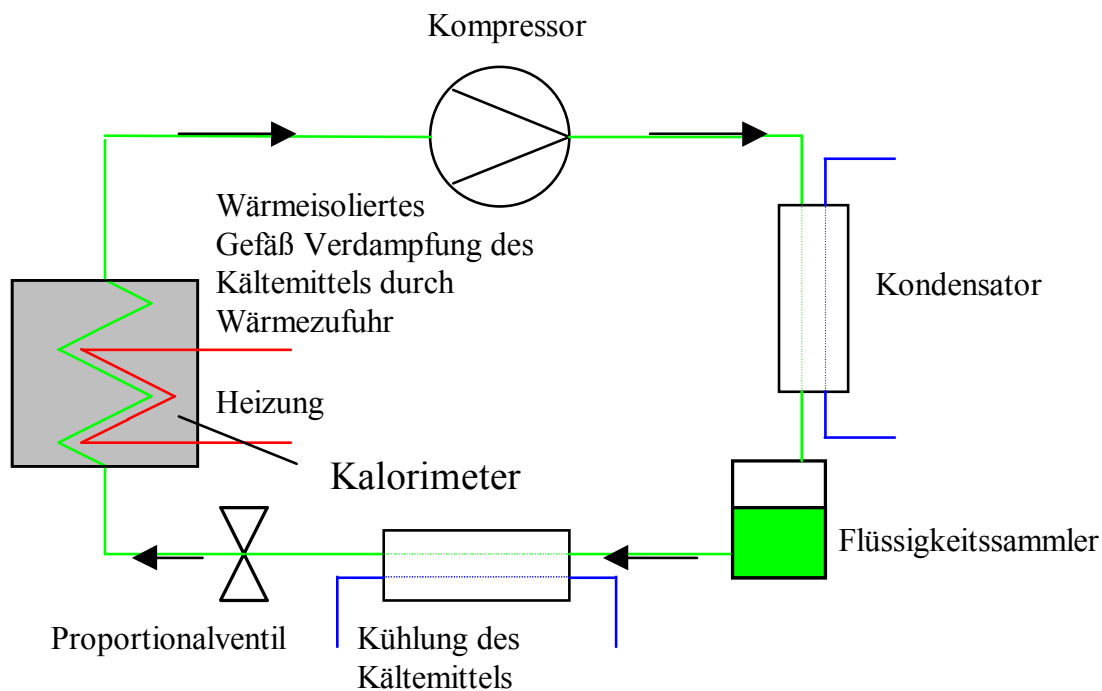


Abbildung 19: schematischer Aufbau eines Kalorimeters (vgl. Zippl [6])

Der Hauptbestandteil des Kalorimeters ist der wärmeisolierte Behälter. Darin befindet sich eine beheizbare Spirale, mit der das enthaltene Kältemittel R11 auf Siedetemperatur gehalten wird. Durch diesen Behälter wird in einem Wärmetauscherrohr (in der Darstellung grün eingezeichnet) der Massenstrom an Kältemittel R600a geführt, der vom untersuchten Kompressor gefördert wird. Dabei

wird das Kältemittel R600a exakt auf die Temperatur des Behälters erwärmt. Gemessen wird die Heizleistung, die benötigt wird um das Kältemittel R11 auf dem konstanten Druck zu halten, der einer exakten Verdampfungstemperatur entspricht.

2.4. Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Um die Bewegung des Kältemittels im Kompressor zu beschreiben, bietet sich die Methode der numerischen Strömungsberechnung (engl.: Computational Fluid Dynamics = CFD) an. Bei dieser Methode werden die Grundgleichungen der Strömungsmechanik auf einem, in eine endliche Anzahl von kleinen Teilvolumina zerlegtem Strömungsbereich gelöst. Die Gleichungen, die die Strömung beschreiben, sind die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls (in die drei kartesischen Richtungen) und Energie. Die hier dargestellte Herleitung und Nomenklatur der fünf Gleichungen basiert auf Versteeg [7] und Oertl [8].

2.4.1. Massenerhaltungsgleichung

Der Erhaltungssatz für die Masse basiert auf dem Grundsatz, dass Masse nicht erzeugt und nicht vernichtet werden kann. Mathematisch formulieren lässt sich dieser Grundsatz wie folgt.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

Der erste Term auf der linken Seite beschreibt die zeitliche Änderung der Dichte innerhalb eines Kontrollvolumens. Die anderen Terme auf der linken Seite sind die konvektiven Flussterme, die den Massentransport über die Seitenflächen eines Kontrollvolumens beschreiben. Eine kompaktere Möglichkeit der Gleichungsdarstellung bietet die Indexschreibweise. Dabei läuft für Terme in denen derselbe Index (i) zweimal vorkommt von 1 bis 3 für die Wege und Geschwindigkeiten in die drei Raumrichtungen.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

2.4.2. Impulserhaltungsgleichungen

Die sogenannten Impulsgleichungen basieren auf dem Zweiten Gesetz von Newton, nach dem die Summe aller an einem Körper angreifenden Kräfte gleich dem Produkt aus Masse mal Beschleunigung ist. Die Kräfte, die an einem Körper angreifen, können zum einen Körperkräfte (z.B. Schwerkraft, Beschleunigungskraft oder elektromagnetische Kraft) oder aber Oberflächenkräfte wie Druckkraft oder

Reibungskräfte (Normal- oder Schubspannungen) sein. Die Impulsgleichungen bestehen aus drei Gleichungen, eine für jede kartesische Raumrichtung (x, y und z).

x-Richtung:

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_x \quad (7)$$

y-Richtung:

$$\frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_y \quad (8)$$

z-Richtung:

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + S_z \quad (9)$$

Der erste Term der Gleichungen (7) – (9) beschreibt die zeitliche Änderung des Impulses innerhalb des Kontrollvolumens. Danach folgen die konvektiven Terme auf der linken Seite der Gleichungen. Die S-Terme auf den rechten Seiten der Gleichungen repräsentieren die Kräfte welche auf die Masse des Volumens wirken. (z.B.: Schwerkraft, elektrische und magnetische Kräfte). Die noch verbleibenden Terme auf der rechten Seite sind Spannungsterme. In Gleichung (10) ist die Impulsgleichung wieder in der kompakten Indexschreibweise dargestellt.

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_i \cdot u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (10)$$

Für die Modellierung der Spannungsterme aufgrund der Zähigkeit benötigen wir nun noch den Zusammenhang, zwischen Spannungen und Geschwindigkeit. Diesen Zusammenhang findet man für diesen Anwendungsfall in den Stokes'schen Beziehungen.

2.4.2.1. Die Stokes'schen Beziehungen

Die Modellierung der Spannungsterme hängt vom physikalischen Verhalten des Fluids ab. Viele technisch wichtige Fluide können mit Hilfe der Stokes'schen Beziehungen beschrieben werden. Diese bringen für sogenannte Newton'sche Fluide die Spannungen (τ) mit den Geschwindigkeitsgradienten der Strömung in Verbindungen. Für Newton'sche Fluide gilt der Zusammenhang.

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad (11)$$

Wobei μ für die dynamische Viskosität des Fluids mit der Einheit [kg/ms] steht. Damit erhält man die Stokes'schen Beziehungen, wie in Gleichung (12) – Gleichung (16) beschrieben.

$$\tau_{xx} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \mu_2 \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (12)$$

$$\tau_{yy} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + \mu_2 \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (13)$$

$$\tau_{zz} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{\partial w}{\partial z} + \mu_2 \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (14)$$

$$\tau_{xy} = \mu \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right), \quad \tau_{xz} = \mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right), \quad \tau_{yz} = \mu \cdot \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (15)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{xy}, \quad \tau_{zx} = \tau_{xz}, \quad \tau_{zy} = \tau_{yz} \quad (16)$$

Der Wert μ_2 in den Gleichungen (12) – (14) entspricht der zweiten dynamischen Viskosität und wird meist nach Schlichting [9] mit $-2/3\mu$ festgelegt.

Setzt man nun die Stokes'schen Beziehungen in die Impulsgleichungen und die drei kartesischen Richtungen ein und verwendet dabei wieder die Indexnotation erhält man nach einigen Umformungen folgende Gleichungen für den Impuls.

$$\frac{\partial \rho \cdot u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot u_i \cdot u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \mu \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_2 \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) + S_i \quad (17)$$

Bei allen Betrachtungen muss beachtet werden, dass in der Regel die Stoffwerte für c_v , c_p , λ und μ von der Temperatur abhängig sind. Um dieser Tatsache Rechnung zu tragen, stehen mehrere Möglichkeiten zur Auswahl:

- Annahme konstanter Stoffwerte über den betrachteten Temperaturbereich
- Lineare (oder quadratische) Abhängigkeiten der Stoffwerte von der Temperatur
- Verwendung eines Realgasmodells, für die Berechnung der Stoffwerte

Im Anhang B sind die Zustandsgleichungen für Ideale Gase näher erläutert. Im nachfolgenden Kapitel wird auf die Fragestellung welche Beziehungen für die Berechnung der Stoffdaten herangezogen werden sollen näher eingegangen.

2.4.2.2. Stoffdaten

Nachfolgender Text und Ergebnisse beziehen sich auf die Publikation [10]:

Lang W., Almbauer R., Berger E., Nagy D., 2010,: „*Comparative Study of Two different Equations of State for Modelling a Reciprocating Compressor for the Refrigerant R600a*“, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, IN, USA

Ein besonderes Thema bei Simulationen ist die Implementierung der Materialdaten. In den meisten Veröffentlichungen wird Idealgasverhalten des Fluids vorausgesetzt und die Stoffwerte werden dementsprechend verwendet. Peskin [11] beschäftigte sich mit dem Vergleich von verschiedenen Zustandsgleichungen für den Einsatz in der Simulation eines Hubkolbenkompressors. Es zeigten sich teilweise deutliche Abweichungen zwischen den verschiedenen verwendeten Gleichungen. Peskin [11] führt den Vergleich jedoch auf einem sehr abstrakten Kompressormodell durch,

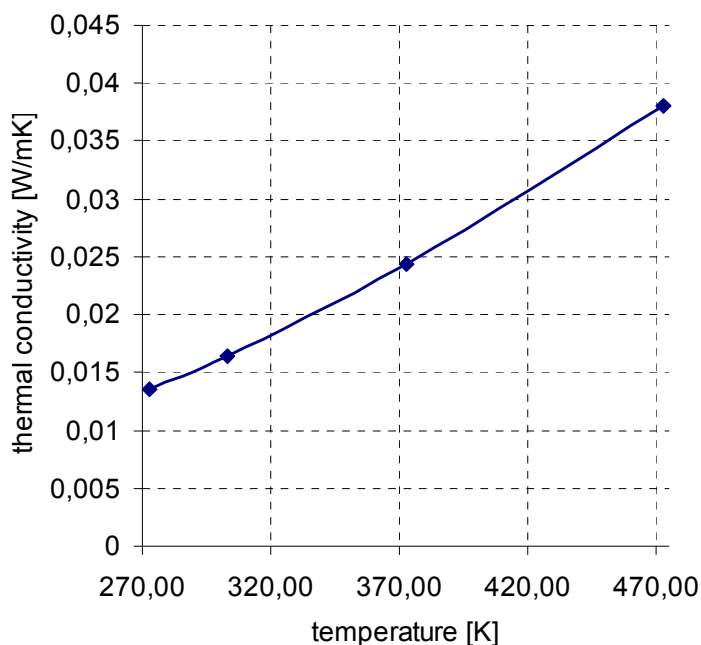


Abbildung 20: Verlauf der thermischen Leitfähigkeit in Abhängigkeit der Temperatur

wodurch die Übertragbarkeit auf die Realität nur beschränkt möglich ist. Für diese Arbeit wurde noch einmal überprüft, ob es zulässig ist das Kältemittel im Kompressor als ideales Gas zu betrachten oder ob ein aufwendiges Realgasmodell implementiert werden muss.

Verglichen werden zwei Varianten. Auf der einen Seite wird ein Idealgasmodell verwendet, wobei die Abhängigkeit der

materialspezifischen Werte wie spezifische Wärmekapazität, thermische Leitfähigkeit oder Viskosität mithilfe temperaturabhängiger linearer Funktionen nachgebildet

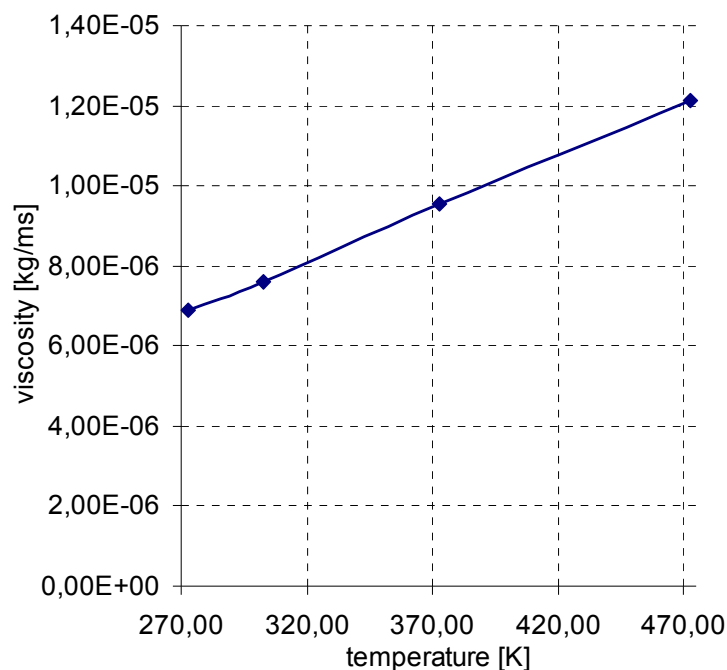


Abbildung 21: Verlauf der Viskosität in Abhängigkeit der Temperatur

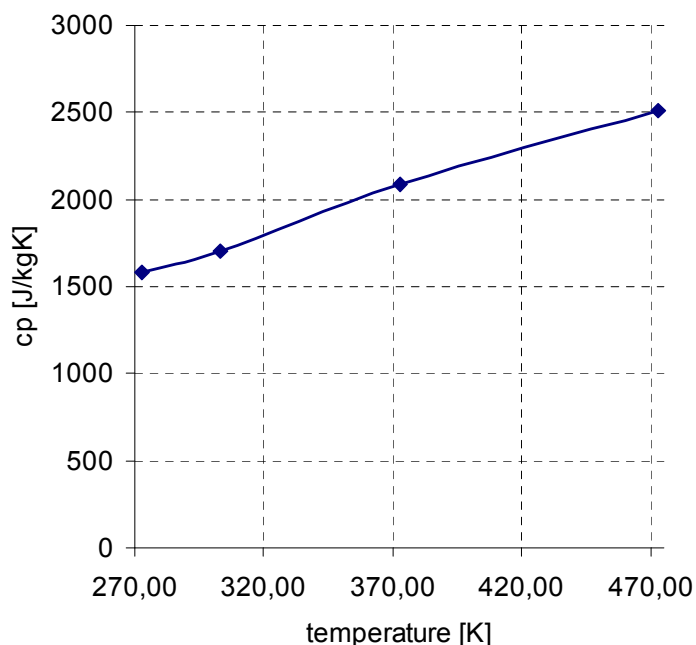


Abbildung 22: Verlauf der spez. Wärmekapazität in Abhängigkeit der Temperatur

Simulation mit dem Realgasmodell und der Simulation mit dem Idealgasmodell zeigt. Jedoch ergibt der Vergleich der Simulationsdaten (real und ideal) mit dem Experiment,

(Abbildung 20 bis 22) wird.

Auf der anderen Seite wird ein Realgasmodell verwendet, wie es in Refprop Version 7 implementiert ist.

Es handelt sich bei diesem Modell um eine Zustandsgleichung mithilfe der freien Helmholtz'sche Energie. Vorgestellt wurde diese, in Refprop v7 verwendete Version von Miyamoto [12].

Die Simulationen wurden für den HTK 55 Kompressor durchgeführt und mit Messungen verglichen. Zur Reduktion der Rechenzeit wurden die beiden Ventile mithilfe eines Einmassendämpfersystems approximiert (siehe Kapitel 3.3.2). Der Vergleich der beiden Modelle wurde anhand des p,V -Diagramms und des T,V -Diagramms durchgeführt. In Abbildung 23 ist das p,V -Diagramm des Kompressors dargestellt, das keine großen Abweichungen zwischen der

dass der Wärmeeintrag in das Kältemittel während der Kompression bei den

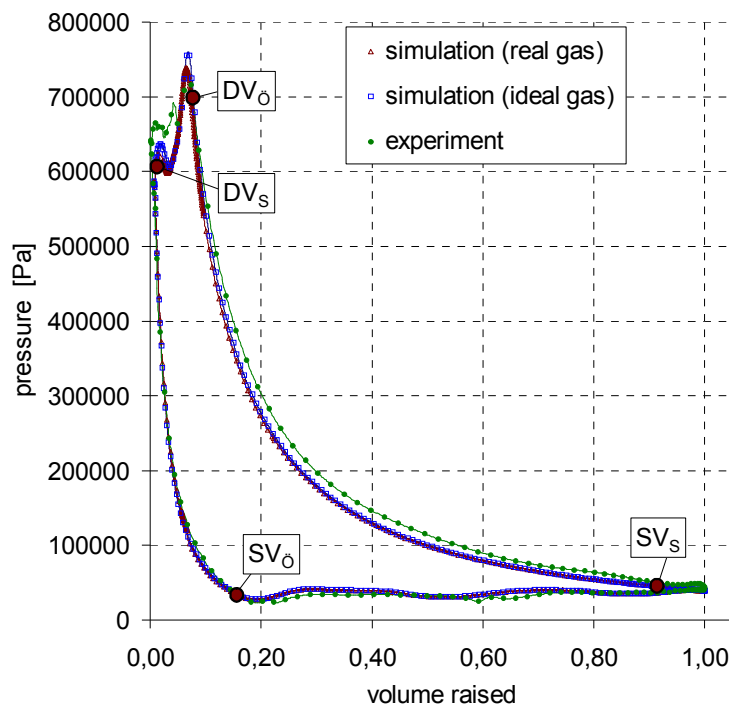


Abbildung 23: p-V: Real Gas vs. Ideal Gas

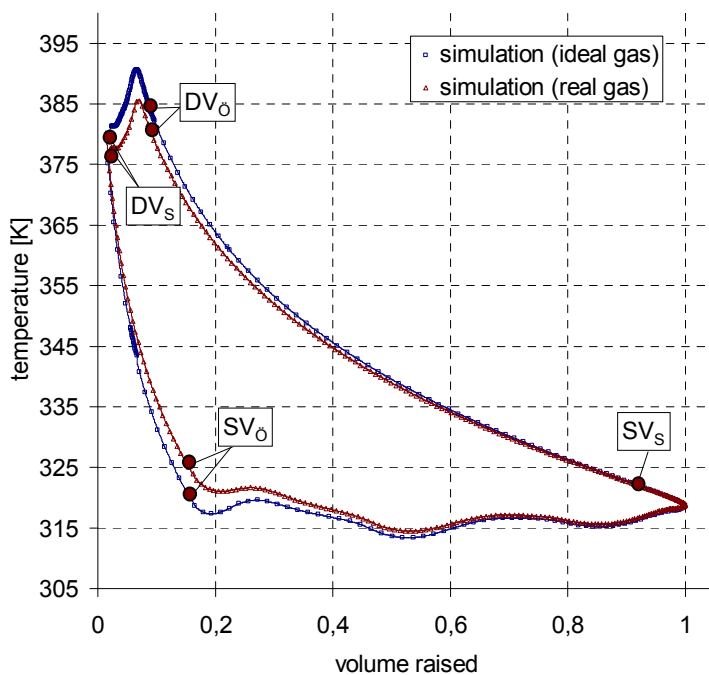


Abbildung 24: T-V: Real Gas vs. Ideal Gas

Zustandsgleichungen ersichtlich. Man erkennt aber auch hier den Einfluss der Randbedingungen. Im unteren und im oberem Totpunkt ist zu erkennen, dass sich die Temperaturen an die vorgegebenen Wandtemperaturen annähern.

gemessenen Daten stärker als bei den Ergebnissen der Simulation ausfällt. Diese Abweichung lässt sich mit der Wahl der Randbedingungen für diese Simulation erklären. Es wurden konstante Temperaturen für die Wände des Zylinders, des Zylinderdeckels sowie für den Kolben gewählt. Um die Messergebnisse besser wiedergeben zu können, wäre es notwendig realistischere Temperaturen an den Zylinderwänden vorzugeben. Eine andere Möglichkeit ist der Einsatz der Methode aus Kapitel 3.5.3.2. Da diese aufwändigen Methoden nichts zur generellen Aussage dieser Arbeit beitragen, wurde darauf verzichtet. Im Vergleich zum p,V - Diagramm sind beim T,V - Diagramm (Abbildung 24) größere Unterschiede zwischen den beiden Modellen für die

Im abschließenden Vergleich werden noch die Leistungszahlen von Simulation und Messung verglichen. Zusammengefasst sind diese Ergebnisse in Tabelle 3.

Tabelle 3: Vergleich der Hauptparameter des Kompressors

	Q_0		P_{el}		COP	
	Watt	%	Watt	%	W/W	%
Experiment	98,90	100,00	51,70	100,00	1,91	100,00
Ideal Gas	97,41	98,50	47,75	92,36	2,04	93,63
Real Gas	98,87	99,96	46,87	90,66	2,11	90,56

Es ist zu erkennen, dass die Kälteleistung (Q_0), die direkt proportional zum Massenfluss ist, bei den Simulationen sehr gut mit der aus den Messungen übereinstimmt. Das ist ein Indiz dafür, dass die Saugventilbewegung, die Zustände vor dem Saugventil sowie die Leckage sehr gut mit der Realität übereinstimmen. Größere Abweichungen sind bei der elektrischen Leistung (P_{el}) zu erkennen, die bei gleichbleibenden Wirkungsgraden zwischen den verschiedenen Varianten proportional der indizierten Arbeit ist. Diese Unterschiede lassen sich auf die stark unterschiedliche Wärmeeinbringung zurückführen, aber auch in der unterschiedlichen Ausschriebearbeit zwischen Messung und Simulation. Um diese Unterschiede zu verringern, wären besser angepasste Randbedingungen für die Temperatur sowie besser abgestimmte Parameter für das Druckventil notwendig. Ein Vergleich der beiden Zustandsgleichungen ist jedoch dennoch sehr gut möglich, da zwischen den beiden Varianten die Randbedingungen gleich belassen wurden. Es ist zu erkennen, dass fast kein Unterschied besteht, ob für die Simulation ein Realgas- oder ein Idealgasmodell verwendet wird. Die größten Unterschiede zwischen diesen beiden Varianten lassen sich in der Rechenzeit finden. Die Berechnung mit Realstoffwerten benötigt ca. 7,5 Tage wogegen die Berechnung mit dem Idealgasmodell lediglich 2 Tage benötigt (Zellanzahl in beiden Fällen zirka 400.000). Aus diesem Grund und da, wie gezeigt, der Unterschied in den Ergebnissen vernachlässigbar ist, wurde für die Simulation des δ -Kompressors das Idealgasmodell verwendet. Um die in dieser Arbeit angegebenen Rechenzeiten richtig deuten zu können sei hier erwähnt, dass alle in dieser Arbeit vorkommenden Simulationen auf einem Intel Xeon X5450@3.0Ghz Rechner mit 32GB Arbeitsspeicher durchgeführt wurden. Als Solver wurde ausschließlich der „Pressure-Based“ Solver von Fluent verwendet. Das turbulente Verhalten der

Strömung wurde mithilfe des k - ε Turbulenzmodells (siehe Kapitel 2.5.4) berücksichtigt.

2.4.3. Energieerhaltungsgleichung

Die Energiegleichung geht auf den Ersten Hauptsatz der Thermodynamik zurück. Er besagt, dass die zeitliche Änderung der totalen Energie im Inneren eines Kontrollvolumens gleich der Summe der zu- und abgeführten Wärmeströme plus der Summe der Leistungen am Volumenelement ist. Die finale Form der Energieerhaltungsgleichung kann mithilfe der inneren Energie (e) wie folgt dargestellt werden.

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial e}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial e}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial e}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial e}{\partial z} \right) = \left(\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right] \right) - p \cdot (\nabla \cdot \vec{v}) + S_e + \mu \cdot \Phi \quad (18)$$

S_e ... Quellterm

Φ ... Dissipationsfunktion mit

$$\Phi = 2 \cdot \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (19)$$

Bei der in Gleichung 18 dargestellten Form der Energiegleichung wurden, außer der Voraussetzung von homogenem Medium und einem Newton'schen Verhalten des Fluids noch keine Einschränkungen gemacht. Im Prinzip beschreiben die oben angeführten Gleichungen die Bewegungen von Fluiden vollständig. Die exakte Lösung dieser Gleichungen ist aber bis heute und auch in naher Zukunft nur für ein paar wenige sehr einfache Strömungsprobleme herleitbar.

2.5. Turbulente Strömungen

2.5.1. Eigenschaften der Turbulenz

Bis heute gibt es noch keine allgemein anerkannte Definition des Begriffes der Turbulenz. Jedoch lassen sich charakteristische Eigenschaften einer turbulenten Strömung zusammenfassen. Eine turbulente Strömung ist:

- ungeordnet und chaotisch

- dreidimensional, und instationär
- dissipativ
- diffusiv
- mehrskalig

Als wichtige Größe für die, Entscheidung ob eine Strömung turbulent ist oder nicht, eignet sich die Reynoldszahl.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (20)$$

ρ ... Dichte

v ... charakteristische Geschwindigkeit

d ... charakteristischer Durchmesser

μ ... dynamische Viskosität

ν ... kinematische Viskosität

Sie beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Zähigkeitskräften (Reibungskräfte) in einem Fluid. Bei geringen Reynoldszahlen ist die Strömung eines Fluids laminar, übersteigt jedoch die Reynoldszahl einen bestimmten Grenzwert (z.B.: bei Rohrströmungen ca. 2300), schlägt das Strömungsregime um und wird turbulent.

Das Energiespektrum einer turbulenten Strömung lässt sich in Abbildung 25 darstellen.

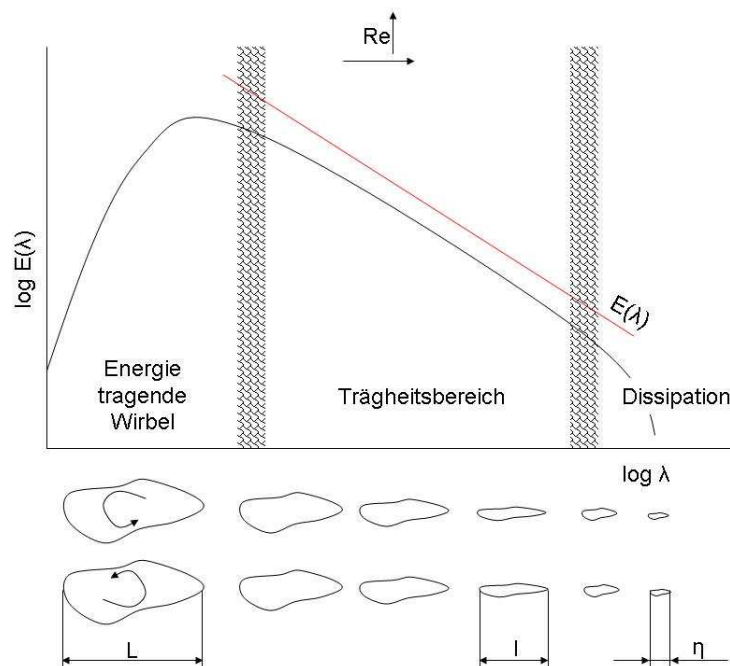


Abbildung 25: Energiekaskade in einer turbulenten Strömung vgl. Sanz [13]

Auf der Ordinate ist der Energieinhalt der Wirbel aufgetragen, auf der Abszisse die (transformierte) Wellenlänge. Darunter dargestellt ist die Größe der Wirbel (von der Größe L – energiereichster Wirbel bis hin zur Größe η – der Kolmogorov Länge). Es ist zu erkennen, dass der Hauptteil der Energie in den großen Wirbeln steckt. Diese großen Wirbel zerfallen in immer kleinere Wirbel. Das Ende dieser Energiekaskade ist bei der Kolmogorov Länge erreicht, bei den keine kleineren Wirbel mehr gebildet werden. Die Wirbel werden durch die Reibungskräfte vernichtet und die Energie wird in Wärme dissipiert.

2.5.2. Numerische Berechnung turbulenter Strömungen

Die numerische Herangehensweise für die Lösung turbulenter Strömungsprobleme lassen sich grob in drei Gruppen gliedern.

- a) Direkte numerische Simulation (DNS)
- b) Grob-Struktur-Simulation – Large eddy-simulation (LES)
- c) Statistische Betrachtungsweise (Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen (RANS))

ad. a) Direkte numerische Simulation

Die direkte numerische Simulation kommt ganz ohne Turbulenzmodellierung aus, da sie die Navier-Stokes-Gleichungen direkt löst. Aufgrund der notwendigen feinen Netzauflösung und des daraus resultierenden extremen numerischen Aufwands ist es derzeit nur möglich Problemstellungen mit relativ geringen Reynoldszahlen zu simulieren. DNS wird hauptsächlich dafür verwendet, um bestimmte Strömungsphänomene detailliert zu untersuchen, da mit Hilfe der DNS ein detaillierter Einblick in das Verhalten von Strömungen gewonnen wird. In der industriellen Anwendung spielt diese Methode aber keine Rolle.

ad. b) Grob-Struktur-Simulation – Large eddy-simulation (LES)

Bei der Large eddy-simulation, werden die großen Wirbel in einer Strömung direkt berechnet. Kleinere Wirbel, welche durch das Berechnungsnetz nicht mehr aufgelöst werden können, müssen mithilfe von sogenannten „subgrid-scale“ models modelliert werden. Die LES Modellierung stellt einen Mittelweg zwischen der DNS und der

nachfolgend erklärten RANS Modellierung dar. Zwar ist der numerische Aufwand immer noch sehr groß, jedoch rückt eine industrielle Einsetzbarkeit aufgrund der rasant wachsenden Rechengeschwindigkeiten in greifbare Nähe.

ad. c) Statistische Betrachtungsweise (Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen (RANS))

Der Ansatz der den derzeitigen Stand der Technik darstellt ist die statistische Betrachtung der Turbulenz. Bei der statistischen Betrachtung wird der Momentanwert einer allgemeinen Variable (Φ) in einen Mittelwert ($\bar{\Phi}$) und die Schwankungsgröße (Φ') aufgeteilt. Abbildung 26 stellt diese Vorgehensweise grafisch dar.

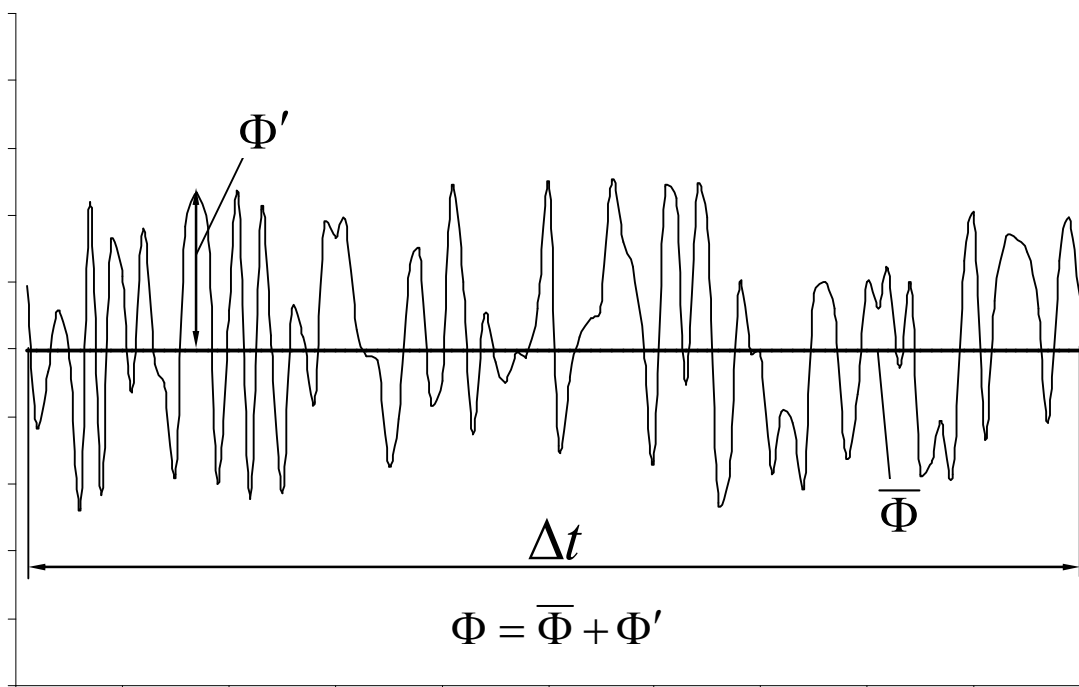


Abbildung 26: statistische Betrachtungsweise

Um die Erhaltungsgleichungen nun nach dieser Aufspaltung modifizieren zu können, muss zuerst die Reynolds-Mittelung (zeitlich gemittelt) und die Favre-Mittelung (dichtegewichtet zeitlich gemittelt) eingeführt werden. Für die Reynolds-Mittelung wird folgende Definition verwendet:

$$\bar{\Phi} = \frac{1}{\Delta T} \cdot \int_T^{T+\Delta T} \Phi_{(t)} \cdot dt \quad (21)$$

Bei der Wahl des Mittelungsintervalls $[\Delta T]$ muss mit Bedacht vorgegangen werden. Wird das Mittelungsintervall zu klein gewählt, repräsentiert der erhaltene Wert nicht

den korrekten Mittelwert. Wird jedoch der Mittelwert zu groß gewählt, wird der instationäre Verlauf der Variablen herausgemittelt. Um die Erhaltungsgleichungen nun zeitlich zu mitteln werden zunächst dichtegemittelte Größen eingeführt.

$$\tilde{u} = \frac{\overline{\rho \cdot u}}{\bar{\rho}}, \quad \tilde{v} = \frac{\overline{\rho \cdot v}}{\bar{\rho}}, \quad \tilde{w} = \frac{\overline{\rho \cdot w}}{\bar{\rho}}, \quad \tilde{T} = \frac{\overline{\rho \cdot T}}{\bar{\rho}}, \quad \tilde{e} = \frac{\overline{\rho \cdot e}}{\bar{\rho}} \quad (22)$$

Die zeitliche Mittelung des Produkts aus den Termen z.B.: $\overline{\rho \cdot u}$ dargestellt in Gleichung (23) nennt man auch Favre-Mittelung.

$$\overline{\rho \cdot u} = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T (\rho \cdot u) \cdot dt \right) \quad (23)$$

Folgend der Nomenklatur aus Oertl [8] werden nun die Schwankungsgrößen der nicht dichtegemittelten Größen Druck (p) und Dichte (ρ) mit nur einem Strich gekennzeichnet wohingegen die Schwankungsgrößen der anderen Variablen mit zwei Strichen versehen werden.

$$\begin{aligned} \rho &= \bar{\rho} + \rho', & p &= \bar{p} + p', \\ u &= \tilde{u} + u'', & v &= \tilde{v} + v'', & w &= \tilde{w} + w'' \\ T &= \tilde{T} + T'', & e &= \tilde{e} + e'' \end{aligned} \quad (24)$$

Für die Verwendung von gemittelten Größen sind noch einige Rechenregeln zu beachten, dargestellt in Glg. (25).

$$\overline{\rho \cdot u''} = 0, \quad \frac{\partial \overline{\Phi}}{\partial s} = \frac{\partial \overline{\Phi}}{\partial s}, \quad \overline{\Phi + g} = \overline{\Phi} + \bar{g}, \quad \overline{\rho' \cdot \tilde{f}} = 0 \quad (25)$$

Führt man diese Mittelungen ein, ergeben sich nur geringfügig veränderte Erscheinungsformen der Erhaltungsgleichungen. Die Kontinuitätsgleichung ändert sich dahingehend, dass in der Gleichung von nun an nur mehr gemittelte Werte aufscheinen.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (26)$$

Führt man diese Mittelung für die Impulsgleichung (Gleichung (10)) ein führt das zu folgendem Ergebnis:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{u}_i \cdot \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\tau_{ij}} - \overline{\rho \cdot u_i'' \cdot u_j''}) + S_i \quad (27)$$

Bei der Mittelung der Impulsgleichung entstehen auf der rechten Seite der Gleichung zusätzliche Terme, die wie zusätzliche Reibungsglieder wirken

(Reynoldsspannungen). Aufgrund dieser zusätzlichen Terme ist das Gleichungssystem nicht mehr geschlossen. Um nun das neu entstandene Gleichungssystem lösen zu können, werden Turbulenzmodelle eingeführt.

2.5.3. Konzept der Turbulenzmodellierung

Das Konzept der Turbulenzmodellierung basiert auf dem Ansatz von Bousinesq, welcher in Gleichung (28) dargestellt ist. Er stellt einen Zusammenhang zwischen den unbekanntem Korrelationstermen der Schwankungswerte und den gemittelten Werten her.

$$-\rho \cdot u_i'' \cdot u_j'' = \mu_t \cdot \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \cdot k \cdot \delta_{ij} \quad (28)$$

Dabei ist k die turbulente kinetische Energie, definiert als:

$$k = \frac{1}{2} \cdot (u_j')^2 \quad (29)$$

und δ_{ij} als Kronecker Delta, für das gilt:

$$\begin{aligned} \delta_{ij} &= 1 & \text{für} & \quad i = j \\ \delta_{ij} &= 0 & \text{für} & \quad i \neq j \end{aligned} \quad (30)$$

In Gleichung (28) muss nun nur mehr die Austauschgröße μ_t (turbulente Viskosität) modelliert werden. Die turbulente Viskosität hat nichts mit der molekularen Viskosität des Mediums zu tun. Alle Turbulenzmodelle die auf der Bousinesq Annahme beruhen lassen sich demzufolge nach der Anzahl der Gleichungen, welche benötigt werden um diese Austauschgröße zu bestimmen einteilen. Die gebräuchlichsten sind:

- algebraische oder Null-Gleichungsmodelle
- Ein-Gleichungsmodelle
- Zwei-Gleichungsmodelle

Das wohl populärste Turbulenzmodell ist das k - ϵ (Zwei-Gleichungsmodell). Es zeichnet sich vor allem durch seine numerische Stabilität bei gleichzeitig akzeptabler Genauigkeit aus. Aufgrund von Vergleichen mit Messungen in der Vergangenheit hat sich gezeigt, dass dieses Turbulenzmodell sehr gut geeignet ist die Strömung innerhalb eines Kompressors vorauszuberechnen, deshalb wird hier näher auf dieses Modell eingegangen.

2.5.4. Das k-ε Turbulenzmodell

Für diese Arbeit wurde fast ausschließlich das in Fluent implementierte k-ε Turbulenzmodell von Launder [14] verwendet. Die in Fluent [15] implementierten Transportgleichungen für k (turbulente kinetische Energie) und ε (Dissipationsrate) sind in den Gleichungen (31) und (32) dargestellt.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \cdot \varepsilon - Y_M + S_k \quad (31)$$

und

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \varepsilon \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot (G_k + C_{3\varepsilon} \cdot G_b) - C_{2\varepsilon} \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (32)$$

G_k ... Produktion von kinetischer Energie aufgrund von Geschwindigkeitsgradienten (Glg. (34))

G_b ... Produktion von kinetischer Energie aufgrund von Auftrieb (Glg. (35))

Y_M ... Beitrag der fluktuierenden Wärmedehnung bei kompressibler Turbulenz (Glg. (37))

S_k ... Quellterm der turbulenten kinetischen Energie

S_ε ... Quellterm der Dissipationsrate

$C_{1\varepsilon} - C_{3\varepsilon}$... Modelkonstanten

σ_k ... turbulente Prandtl Zahl für k

σ_ε ... turbulente Prandtl Zahl für ε

Die turbulente Viskosität wird nach Fluent [15] wie folgt bestimmt:

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (33)$$

Dabei stellt C_μ eine Konstante dar. Die beiden Produktionsterme für die turbulente kinetische Energie sind wie folgt modelliert

$$G_k = -\rho \cdot \overline{u'_i \cdot u'_j} \cdot \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (34)$$

$$G_b = \beta \cdot g_i \cdot \frac{\mu_t}{Pr_t} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (35)$$

Darin ist β der Wärmedehnungskoeffizient definiert mit:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (36)$$

g_i stellt in dieser Gleichung den den Gravitationsvektor und Pr_t die turbulente Prandtlzahl dar. Die Größe Y_M wird wie folgt berechnet

$$Y_M = 2 \cdot \rho \cdot \varepsilon \cdot M_t^2 \quad (37)$$

wobei für M_t gilt

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (38)$$

Die verwendeten Modellkonstanten für das Standard k- ε Turbulenzmodell in Fluent sind der Tabelle 4 zu entnehmen.

Tabelle 4: Modellkonstanten für das Standard k- ε Turbulenzmodell

C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$	σ_k	σ_ε
0,09	1,44	1,92	$C_{3\varepsilon} = \tanh\left \frac{v}{u}\right $	1,0	1,3

3. Simulationsstrategie, Simulationsmodelle und deren Validierung

Simulationen von komplexen thermodynamischen Maschinen benötigen oftmals eine gut durchdachte Strategie. Dieses Kapitel soll eine Übersicht über den aktuellen Stand der Technik bei der Simulation von Kompressoren geben und die Vorteile der gewählten Methodik aufzeigen. Weiters werden die für die Simulationen notwendigen Rechenmodelle erklärt. Für die Validierung der entwickelten Rechenmodelle wurden Ergebnisse aus der Literatur, aber auch Messergebnisse anhand eines Referenzkompressor (HTK 55AA) verwendet.

3.1. Stand der Technik

Die in der Literatur vorhandenen Modelle zur Beschreibung der gasdynamischen und thermischen Zustände innerhalb eines Kolbenkompressors können grundsätzlich in drei verschiedene Gruppen eingeteilt werden.

- *Globale Analysen (oder auch 0-dimensionale – Analysen)*

Hierbei wird der Kompressor und die Kompressorbauteile nur grob geometrieaufgelöst, betrachtet. Mithilfe des Ersten Hauptsatzes der Thermodynamik werden die Energieflüsse bilanziert und globale Aussagen über die Wärmeströme, aber auch über Leistungszahlen getroffen. Wichtige Vertreter dieser Gruppe sind die thermischen Netzwerksimulationen, die den Kompressor in eine endliche Anzahl von thermischen Massen zerlegen und damit versuchen Wärmeströme im Kompressor abzubilden. Beispiele dieser Simulationsmodelle sind in Porkhial [16], aber auch in Ooi [17] beschrieben. Ein Vorteil dieser stark vereinfachten Modelle liegt in der Möglichkeit eine Vielzahl von Ergebnissen in kurzer Zeit zu erzeugen, da die Rechenzeit sehr gering ist. Die Ergebnisse solcher Simulationen sind aber in ihrer Aussagekraft beschränkt, da es kaum möglich ist, den Einfluss von detaillierten geometrischen Effekten in die Modelle einfließen zu lassen.

- *1-dimensionale gasdynamische Simulationen*

Bei dieser Gruppe von Modellen wird davon ausgegangen, dass sich der Pfad des Kühlmittels durch den Kompressor als eine Aneinanderreihung von Bauteilen wie Volumen oder Rohren darstellen lässt. Die Bewegung des Kältemittels innerhalb dieser Bauteile wird mithilfe der Eulergleichungen (Gleichungen für die Strömung von reibungsfreien Fluiden) bzw. des Ersten Hauptsatzes der Thermodynamik gelöst. In Rigola [18] wird solch ein Simulationsprogramm verwendet, um eine Parameterstudie für einen Kompressor durchzuführen. Diese Modelle bieten gegenüber den globalen Analysen den Vorteil, dass sie schon erste Rückschlüsse auf das gasdynamische Verhalten im Inneren des Kompressors zulassen. Weiters können alle gasführenden Bauteile im Kompressor nachgebildet werden. Eine gut abgestimmte 1-dimensionale Gasdynamiksimulation ermöglicht aufgrund der kurzen Rechenzeiten, eine schnelle Variation von verschiedensten Parametern (z.B.: Parameterstudien über Rohrdurchmesser oder Rohrlängen). Nachteil dieser Simulationsmodelle ist aber die enorme Anzahl an Parametern, welche im Vorfeld aus Messungen oder 3-dimensionalen – CFD Simulationen bereitgestellt werden müssen.

- *3-dimensionale CFD Simulationen*

Eine 3-dimensionale – CFD Simulation ist die aufwendigste aber auch die genaueste Methode zur Vorhersage des gasdynamischen Verhaltens in einem Kompressor. Die detailgetreue Abbildung der Geometrie des Kompressors ermöglicht das Erkennen und dadurch auch das Verstehen von 3-dimensionalen Effekten. Aufgrund der sehr langen Rechenzeiten wird diese Methode heutzutage fast ausschließlich für die Betrachtung von einzelnen Kompressorbauteilen (Abidin [19], Yroglu [20], Svendsen [21]) und zur Untersuchung lokaler Effekte verwendet. Weitere Beispiele hierfür sind in Possami [22] oder Rigola [23] zu finden, die die Strömungsvorgänge bei der Ventilöffnung untersuchen. Solche Simulationen sind sehr gut für die nachträgliche Untersuchung von physikalischen Effekten geeignet, jedoch ist eine Vorausberechnung von verschiedenen Bauteilen nur bedingt möglich, da die Randbedingungen für solche Simulationen meist aus Messungen oder vorangegangenen 1-dimensionalen Simulationen stammen. Durch

die Vorgabe der Randbedingungen werden die schon erwähnten Wechselwirkungen zwischen den Bauteilen ungenügend abgebildet oder gar vernachlässigt und dadurch können Auswirkungen durch die Veränderung eines Bauteils auf den Gesamtkompressor nur schwer oder gar nicht erkannt werden.

Jedes dieser Simulationsmodelle hat seine Vor- und Nachteile, sei es die kurze Rechenzeit oder die Genauigkeit. Ziel ist es nun, die Vorteile der unterschiedlichen Ansätze zu kombinieren und daraus eine möglichst vorteilhafte Simulationsstrategie zu entwickeln. Eine der wichtigsten Anforderungen an die Strategie ist es Simulationen mit industriell vertretbaren Rechenzeiten bei gleichzeitiger verlässlicher Vorhersage der auftretenden physikalischen Effekte zu ermöglichen.

3.2. „Zooming“ - Strategie

Die hier vorgestellte Strategie kann als eine Art „Zooming“ verstanden werden. Der grundsätzliche Gedanke hinter dieser Simulationsstrategie besteht darin, dass für eine realistische Simulation von Kompressorbauteilen immer der gesamte Kompressor betrachtet werden muss. Das dient dazu, alle auftretenden thermodynamischen und gasdynamischen Wechselwirkungen zu berücksichtigen. Ausgangspunkt jeder Simulation ist dabei ein 1-dimensionales Gasdynamikmodell des Kompressors an das ein thermisches Modell, das mit Ersatzmassen arbeitet, angehängt ist. Durch verschiedene Kopplungsmethoden ist es möglich, den untersuchten Bauteil aus dem 1-dimensionalen Rechengebiet herauszulösen und 3-dimensional aufgelöst abzubilden. Die 3-dimensionale Simulation erfolgt dabei mit dem kommerziell erhältlichen CFD-Simulationsprogramm Fluent. Zwischen dem 1-dimensionalen und 3-dimensionalen Rechengebiet werden die Daten mithilfe einer Zweiwege-Kopplung ausgetauscht. Als Zweiwege-Kopplung wird eine Kopplungsmethodik bezeichnet, die einen Informationsaustausch zwischen beiden Simulationsgebieten in beide Richtungen erlaubt. D.h.: Das 3-dimensional aufgelöste Bauteil ersetzt das entsprechende Bauteil im 1-dimensionalen Rechengebiet vollständig und an den gemeinsamen Schnittstellen werden die Werte übergeben. Damit beeinflusst das 1-dimensionale das 3-dimensionale Rechengebiet und umgekehrt. Im Gegensatz hierzu ermöglicht eine

Einwege-Kopplung den Datenaustausch nur in eine Richtung. Das bedeutet, dass das 1-dimensionale Rechenggebiet zwar das 3-dimensionale Rechenggebiet beeinflusst, umgekehrt kommt es aber zu keiner Beeinflussung. Zusätzlich wurde, um auch die Bewegung des Ventils in die Betrachtung einzubinden, eine Schnittstelle zu einem Festigkeitsberechnungsprogramm entwickelt, das sich der Methode der Finiten – Elemente bedient. Durch diese Schnittstelle ist es möglich, die Bewegung der druckgesteuerten Ventile 3-dimensional vorzuberechnen und ihren Einfluss auf die Strömung zu analysieren. Diese Kopplungsmethodik wird als Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) bezeichnet und erlangt zusehends an Bedeutung in der Vorausberechnung von strömungsbetätigten Bauteilen. Abbildung 27 soll am Beispiel der Saugstrecke die grundsätzliche Vorgehensweise der Simulationsstrategie verdeutlichen.

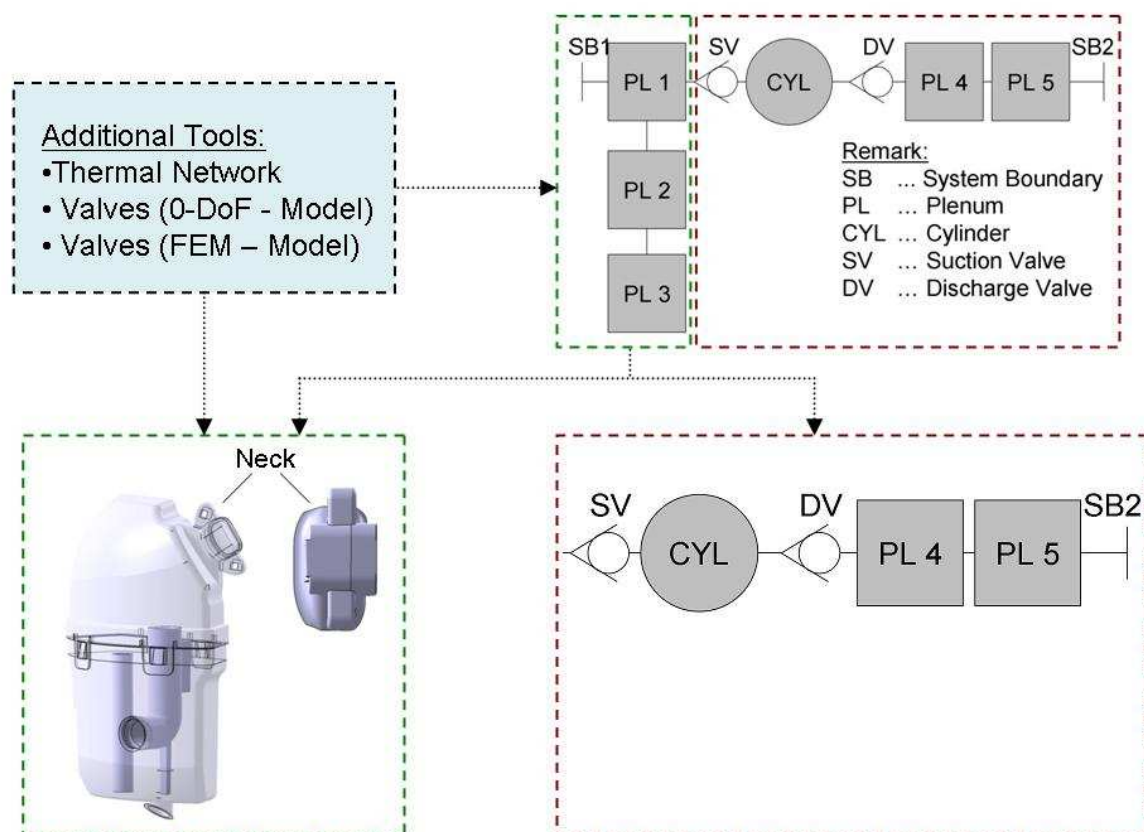


Abbildung 27: Zooming – Methodik am Beispiel der Saugstrecke

Der Bereich, der aus dem 1-dimensionalen Berechnungsgebiet herausgezoomt wird, kann frei je nach gewünschtem Detaillierungsgrad und vorhandener Rechnerkapazität gewählt werden. Zusätzlich besteht noch die Möglichkeit die Temperaturen im 3-dimensionalen Rechenggebiet über eine Thermische Netzwerk-Berechnung bereitzustellen. Die Vorteile dieser Simulationsstrategie, gegenüber den

herkömmlichen in der Literatur dargestellten Strategien können in folgenden Punkten zusammengefasst werden:

- Berücksichtigung der meisten thermischen und gasdynamischen Wechselwirkungen
- Möglichkeit den Einfluss von Parametervariationen auf die globalen Kompressordaten zu untersuchen
- Moderate Rechenzeiten, da die Zellanzahl des 3-dimensionalen Rechengebiets gering gehalten werden kann

In den nachfolgenden Kapiteln wird die Theorie hinter den verwendeten Rechenmodellen erklärt und eine Validierung der Rechenmodelle und Simulationsstrategie wird durchgeführt. Beschrieben werden folgende Methoden und Modelle:

- 0/1-dimensionales Kompressormodell
- Kopplung des 0/1-dimensionalen Kompressormodells mit dem 3-dimensionalen Rechengebiet
- FSI – Methodik

3.3. 0/1-dimensionales Kompressormodell

Der Inhalt dieses Kapitels basiert zu einem großen Teil auf der Veröffentlichung [24]:

Abidin, Z., Lang, W., Almbauer, R.A., Nagy, D. and Burgstaller, A. (2009) *'Development and validation of a one-dimensional simulation model of a hermetic reciprocating compressor for household refrigeration'*, Int. J. Engineering Systems Modelling and Simulation, Vol. 1, No. 4, pp.193–205.

Zusätzlich wurden aus Verständnisgründen einige Details weiter vertieft.

Wie schon in den vorangegangenen Kapiteln erwähnt, kann ein Kompressor näherungsweise als eine Aneinanderreihung von Rohren und Volumen modelliert werden. Abbildung 28 zeigt das Schema des 1-dimensionalen Modells des ACC Serienkompressors HTK 55 AA.

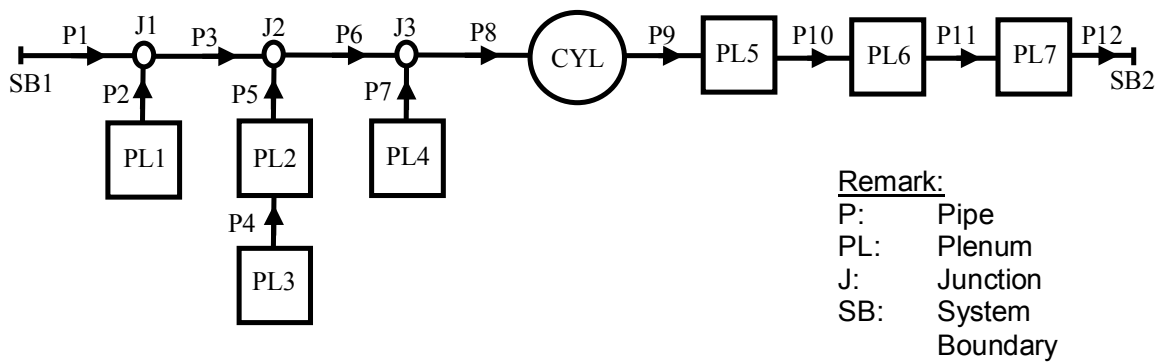


Abbildung 28: 0/1-dimensionales – Schema eines Hubkolbenkompressors

Darin stellen die Quadrate Volumen (PL_i), die Linien Rohre (P_i) und kleine Kreise Verbindungen von mehreren Rohren (J_i) dar. Der Zylinder wird mit den beiden Ventilen als Kreis eingezeichnet. Für die Beschreibung und die Übersichtlichkeit werden nun für diesen schematisierten Kompressor folgende Hauptkomponenten und ihre Modellierung genauer erklärt:

- Zylinder
- Ventile
- Volumen
- Rohre

3.3.1. Zylinder

Die Berechnung des Zylinders basiert auf der Lösung des Ersten Hauptsatzes der Thermodynamik, der sich folgendermaßen darstellen lässt (39).

$$\frac{d(m \cdot e)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum \frac{dQ}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{dt} \cdot h_e \quad (39)$$

Der Term auf der linken Seite beschreibt die Änderung der inneren Energie während des Zeitschrittes. Der Term $-pdV/dt$ auf der rechten Seite erfasst die Volumsänderungsarbeit. Für die Berechnung der Volumsänderungsarbeit ist eine genaue Kenntnis der Geometrie des Kurbeltriebs notwendig, deren Hauptabmessungen in Abbildung 29 dargestellt ist. Die Kolbenbewegung s_p lässt sich aus den geometrischen Zusammenhängen wie folgt berechnen.

$$s_p = (r+l) \cos(\beta) - r \cos(\alpha) - l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin(\alpha) - \frac{o}{l} \right)^2} \quad (40)$$

$$D_e(t) = \frac{6 \cdot \text{Volume}(t)}{\text{Area}} = \frac{3/2 \cdot D \cdot s_p}{s_p + D/2} \quad (45)$$

Die Wärmeübergangszahl ($h(t)$) kann unter Verwendung von Gleichung (46) und Gleichung (47) über dimensionslose Kenngrößen der Reynoldszahl, der Prandtlzahl und der Nusseltzahl bestimmt werden.

$$Nu(t) = 0.053 \cdot [Re(t)]^{0.8} \cdot [Pr(t)]^{0.6} \quad (46)$$

$$Nu(t) = \frac{h(t) \cdot D_e(t)}{\lambda(t)} \quad (47)$$

Abbildung 30 zeigt den Vergleich der verschiedenen Modelle mit einer 3-dimensionale CFD – Simulation mit Fluent. Es ist zu erkennen, dass das Modell nach Adair die beste Übereinstimmung mit der 3-dimensionalen Simulation erzielt. Die Modelle von Hohenberg und Woschni weichen von der CFD – Simulation ab der Kurbelgradposition von 280 ° deutlich ab.

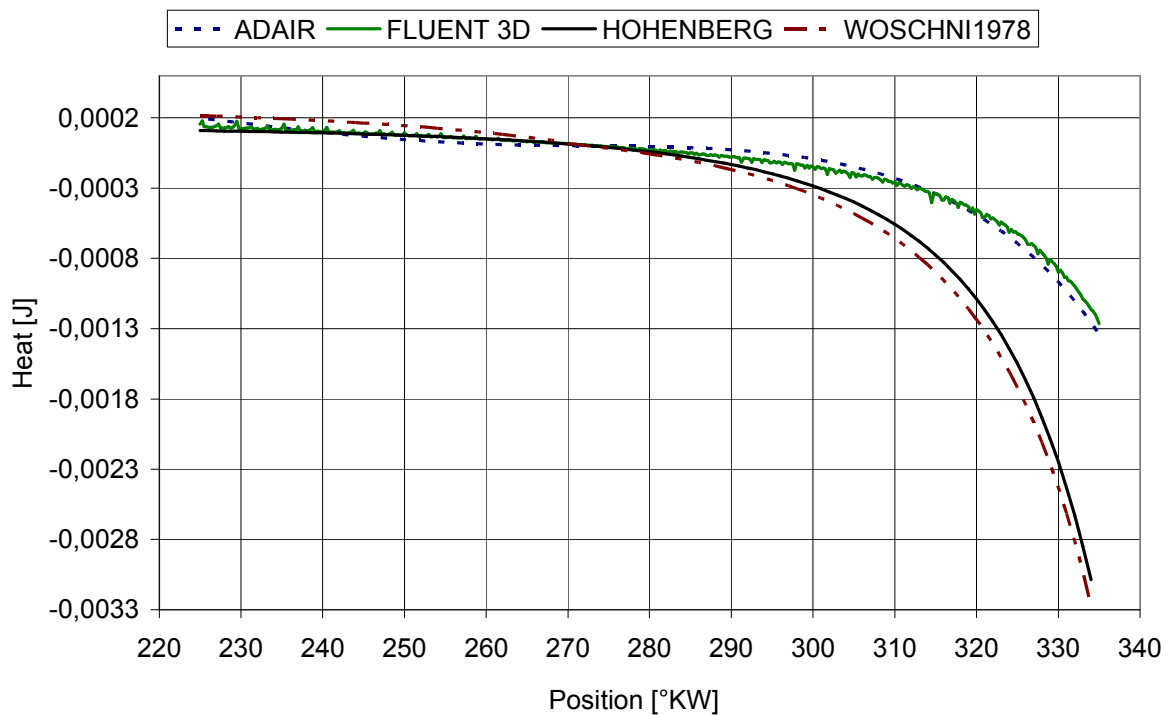


Abbildung 30: Vergleich Wärmeübergangmodelle

Die beiden letzten Terme in Gleichung (39) beschreiben die ein- und ausfließenden Enthalpieströme. Die Werte der entsprechenden Massenströme können mit Hilfe der Durchflussgleichung von St. Venant bestimmt werden.

$$\dot{m} = A_{eff} \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_0}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p^*}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p^*}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (48)$$

Der Wert A_{eff} in der Gleichung (48) stellt dabei die effektive durchströmte Fläche dar, die wie folgt definiert ist:

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot \pi \cdot \frac{d_v^2}{4} \quad (49)$$

Der Wert $\mu\sigma$ entspricht hier dem dimensionslosen Durchflusskennwert, wie er in der Motorentechnik verwendet wird (z.B.: Pischinger [28]). Der Wert $\mu\sigma$ stellt eine Zusammenfassung von folgenden beiden Kennzahlen dar: (a) der Durchflusszahl μ , die ein Maß für den Strömungswiderstand ist und (b) der Versperrungsziffer σ , die das Verhältnis des tatsächlich freien zum maximal möglichen Querschnitt angibt. $\mu\sigma$ stellt in der 1-dimensionalen Simulation einen sehr wichtigen Kennwert dar, da bei falschem Zusammenhang von $\mu\sigma$ über der Ventilbewegung ein falscher Massenstrom berechnet wird. Er kann entweder aus Messungen oder aus CFD Simulationen bestimmt werden. Die Vorgehensweise für die Simulation von $\mu\sigma$ für eine gegebene Ventilgeometrie geht von einer stationären Durchströmung des Ventils bei unterschiedlichen Druckdifferenzen für verschiedene Ventilöffnungen aus. Um den frei durchströmbaren Querschnitt korrekt darzustellen, wurde die Auslenkung des Ventils mit Hilfe einer Finite Element Methode berechnet. Da in der vereinfachten Simulation die Ventildynamik auf die Bewegung eines Einmassenschwingers (1 degree of freedom system – 1 DoF) zurückgeführt wird, wird die entsprechende Ventilbewegung (x) aus dem über CFD berechneten effektiven Querschnitt (A_{eff}) und dem Saugbohrungsumfang (U) wie folgt berechnet.

$$x = \frac{A_{eff}}{U} \quad (50)$$

Da der selbe $\mu\sigma$ - Wert für verschiedene Druckdifferenzen verwendet werden soll, wurde analysiert wie er sich in Abhängigkeit der Druckdifferenz verhält. In Abbildung 31 sowie in Abbildung 32 sind die Durchflusskennwerte für Saug- und Druckventil des Kompressors zusammen mit der Schwankungsbreite (min. und max. Werte) dargestellt. Es ist zu erkennen, dass trotz stark variiertes Druckdifferenzen, 500 Pa – 2000 Pa auf der Saugseite, bzw. 1000 Pa – 20000 Pa auf der Druckseite, die $\mu\sigma$ -

Werte sich nicht entscheidend verändern. Dadurch lässt sich schließen, dass die Durchflusskennzahl keine Funktion der Druckdifferenz ist.

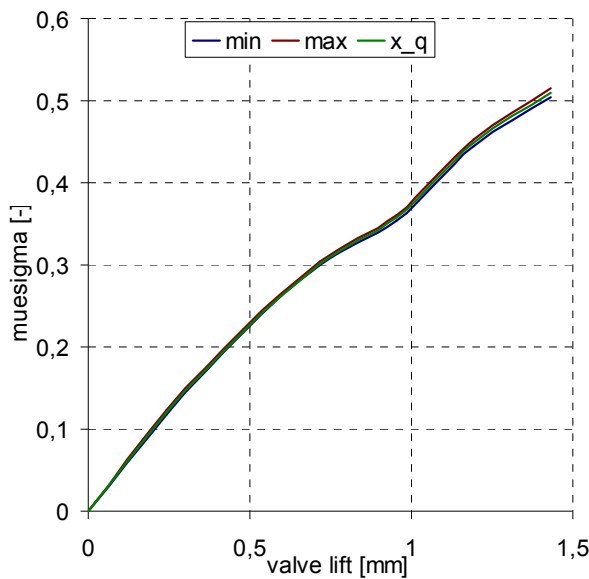


Abbildung 31: Durchflusskennwerte Saugventil

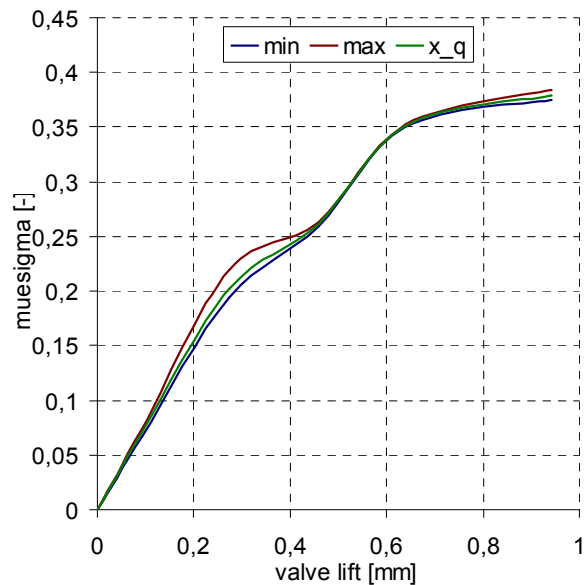


Abbildung 32: Durchflusskennwerte Druckventil

3.3.2. Ventile

Die Ventile gehören im Kompressor zu den wichtigsten Bauteilen und sind zusammen mit dem Saug- bzw. Druckmuffler verantwortlich für den Druckverlust auf der Saug- bzw. der Druckseite. Für die vereinfachte Betrachtung der Ventile hat sich schon seit längerem die Approximation des Ventils als Einmassenschwinger (1 DoF - System) durchgesetzt (siehe Abbildung 33 und Abbildung 34).

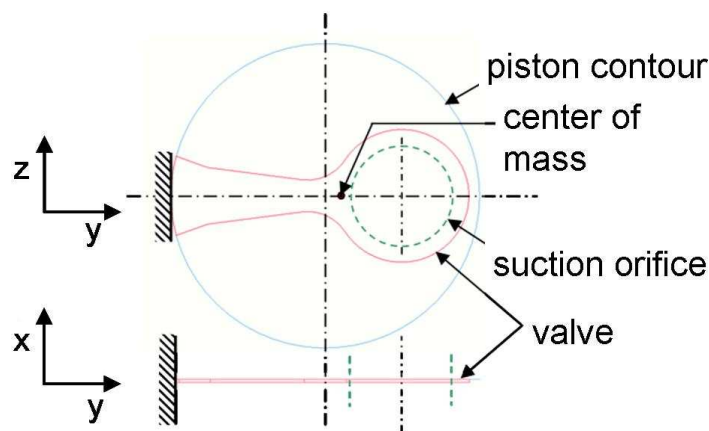


Abbildung 33: Geometrie des HTK 55 Saugventils

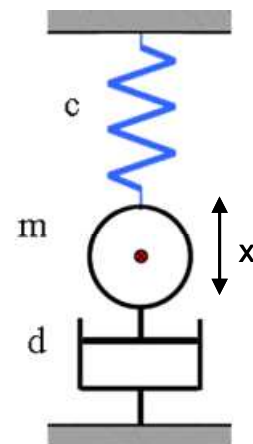


Abbildung 34: Approximation des Saugventils als 1 DoF – System

Erste wichtige Arbeiten zu diesem Thema wurden von Costagiola [29] präsentiert. Diese Arbeit wurde von verschiedenen Forschern weitergeführt und modifiziert. Beispiele hierfür sind Aigner [30] und Habing [31]. Die entstandenen Grundlagen aus diesen Arbeiten lassen sich als „basic valve theory,, (BVT) zusammenfassen, die sich durch folgende Gleichungen darstellen lässt.

$$\begin{cases} m_{eff} \cdot \ddot{x} + d \cdot \dot{x} + c \cdot x = \Delta p \cdot A - F_0 \\ \dot{x}_{(t=n+1)} = -e \cdot \dot{x}_{(t=n)} \end{cases} \quad (51)$$

Die erste Zeile von Gleichung (51) beschreibt die grundsätzliche Bewegung eines Einmassenschwingers. Als Masse wird eine modifizierte effektive Masse in die Gleichung eingesetzt. Diese Masse wird so berechnet, dass der Einmassenschwinger dieselbe Eigenfrequenz aufweist wie das reale Ventil. Die reale Eigenfrequenz des Ventils kann aus einem Ausschwingversuch, bzw. mit Hilfe einer FEM-Berechnung bestimmt werden und befindet sich für das untersuchte Ventil in der Größenordnung von ca. 300 Hz. In Gleichung (52) ist die modifizierte Masse definiert, wobei die Federkonstante c ebenso entweder aus einer Messung oder einer FEM-Berechnung abgeleitet werden kann.

$$m_{eff} = \frac{1}{4 \cdot \pi^2} \cdot \frac{c}{\omega^2} \quad (52)$$

Der Parameter d in Gleichung (51) beschreibt die geschwindigkeits proportionale Dämpfung, $\Delta p \cdot A$ die Kraft aufgrund der Druckdifferenz und F_0 die Vorspannkraft, die für das vorliegende Ventil in der Größenordnung von 0,15 N liegt. Die zweite Zeile der Gleichung (51) beschreibt die Geschwindigkeit des Ventils nach dem Kontakt mit der Ventilplatte, mit e als Rücksprungkoeffizienten. e kann als der Impulsanteil verstanden werden, der beim Kontakt mit der Ventilplatte nicht durch Reibung verloren geht. Parameterstudien haben ergeben, dass sich für e Werte von 0,3 – 0,5 sehr gut eignen, um die Ventildynamik nachzubilden. Abbildung 35 stellt den Vergleich von Messung und Simulation der Ventilbewegung bei abgestimmten Ventilparametern für das oben beschriebene Modell dar.

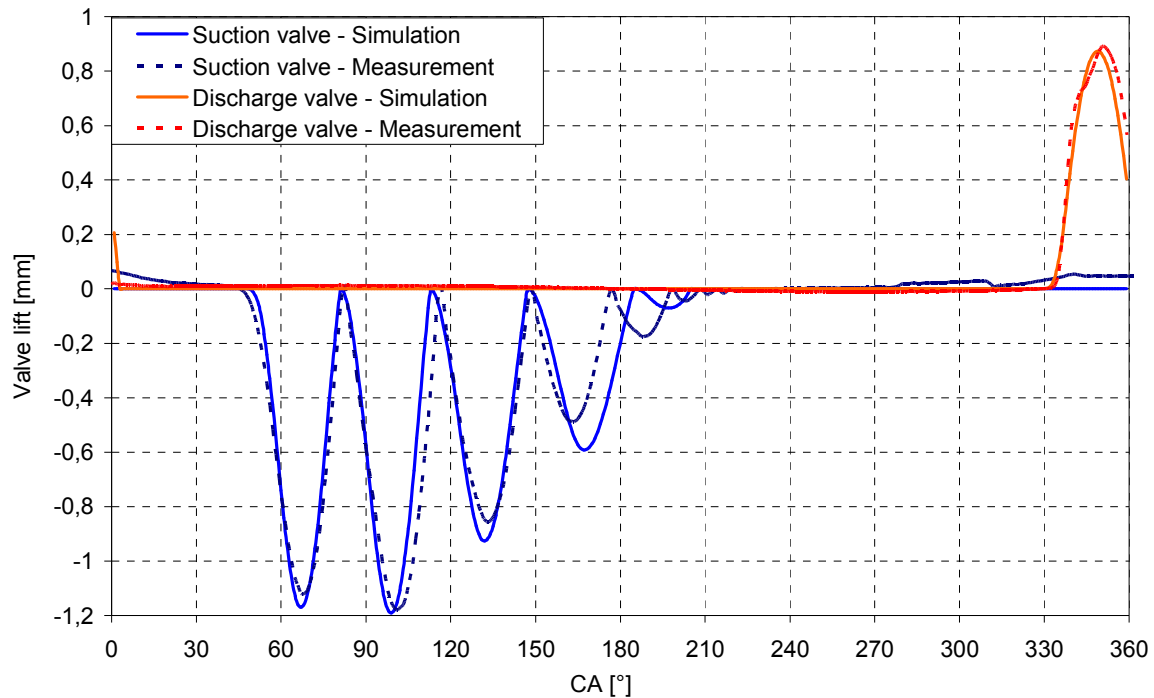


Abbildung 35: Vergleich Ventilbewegung Messung und Simulation

Wie in obiger Abbildung ersichtlich, sind für die 1-dimensionale Betrachtung die vorhandenen Parameter ausreichend und es ist möglich bei bekanntem Ventilverhalten (z.B.: aus Messungen), dieses in der Simulation sehr gut nachzubilden. Jedoch treten in Realität noch zusätzliche Effekte auf, die eine Vorausberechnung des Ventils erschweren. Der wichtigste dieser Effekte ist das sogenannte „Ölkleben“. Während des Kompressor Betriebs befindet sich Öl auf dem Ventil, wodurch es zwischen dem Ventilsitz und dem Ventil zu einer zusätzlichen Klebekraft kommt. Diese Kraft wurde in den vorangegangenen Simulationen nicht berücksichtigt, da die Parameter im 1 DoF System so abgestimmt wurden, dass sie eine bekannte Ventilerhebungskurve nachbilden können. Kapitel 3.5.2.3 beleuchtet das Thema „Ölkleben“ genauer, da es für nachfolgende Simulationen berücksichtigt werden soll. Damit soll eine Vorausberechnung der Ventilerhebungskurve ermöglicht werden.

3.3.3. Volumen

In Abbildung 28 ist zu sehen, dass im Gaspfad des Kompressors mehrere Volumen vorhanden sind. Diese Bauteile werden ähnlich wie der Zylinder mit dem Ersten Hauptsatz der Thermodynamik berechnet, siehe Gleichung (53). Ebenso wie im Zylinder wird auch im Volumen keine Impulsgleichung gelöst.

$$\frac{d(m \cdot e)}{dt} = \sum \frac{dQ}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{dt} \cdot h_e \quad (53)$$

Es ist jedoch anzumerken, dass im Vergleich zu Gleichung (39) hier der Term für die Volumenänderung gestrichen wurde.

3.3.4. Rohre

Um die Dynamik der Gasbewegung abzubilden, werden die Rohre als 1 dimensionale Elemente modelliert. Die Bewegung und der Zustand des Kältemittels lassen sich mit Hilfe von folgenden Gleichungen (54) – (56) allgemein beschreiben.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + S_1 = 0 \quad (54)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} + S_2 = 0 \quad (55)$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial[u(E + p)]}{\partial x} + S_3 = 0 \quad (56)$$

Darin sind ρ die Dichte, u die Geschwindigkeit, p der Druck und $S_1 - S_3$ die Quellterme. Die Term E stellt die totale Energie pro Volumeneinheit dar und ist mit

$$E = \rho \cdot \left(\frac{1}{2} u^2 + e \right) \text{ definiert.}$$

Die Beschreibung der Massenquelle (S_1), der Impulsquelle (S_2) sowie der Energiequelle (S_3) sind den Gleichungen (57) – (59) zu entnehmen.

$$S_1 = 0 \quad (57)$$

$$S_2 = -\frac{f}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u \cdot \text{abs}(u) \cdot \pi \cdot D \quad (58)$$

$$S_3 = mf \cdot \pi \cdot D \cdot \frac{f}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \text{abs}(u) \cdot c_p \cdot (T_w - T) \quad (59)$$

Die oben dargestellten Gleichungen lassen sich nach Toro [32] in einer einfachen und kompakten Vektorschreibweise darstellen.

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}(\mathbf{U})}{\partial x} + \mathbf{S} = 0 \quad (60)$$

mit:

$$\mathbf{U} = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ E \end{pmatrix}, \quad \mathbf{F} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ u(E + p) \end{pmatrix}, \quad \mathbf{S} = \begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \end{pmatrix}$$

U ist der Vektor der konservativen Variablen und F ist der Flussvektor. Weiter umgeformt ergibt sich Gleichung (61).

$$\frac{\partial U}{\partial t} + A(U) \frac{\partial(U)}{\partial x} + S = 0 \quad (61)$$

wobei die Koeffizientenmatrix A auch als Jakobi Matrix bezeichnet wird.

$$A(U) = \frac{\partial F}{\partial U} = \begin{bmatrix} \partial f_1 / \partial u_1 & \partial f_1 / \partial u_2 & \partial f_1 / \partial u_3 \\ \partial f_2 / \partial u_1 & \partial f_2 / \partial u_2 & \partial f_2 / \partial u_3 \\ \partial f_3 / \partial u_1 & \partial f_3 / \partial u_2 & \partial f_3 / \partial u_3 \end{bmatrix} \quad (62)$$

Das Gleichungssystem (54) – (61) lässt sich nun mit der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase schließen. Eine gebräuchliche Formulierung dieser Gasgleichung in der 1-dimensionalen Gasdynamik ist in Glg. (63) ersichtlich.

$$e = \frac{p}{\rho(\kappa - 1)} \quad (63)$$

Damit lässt sich die Jakobi Matrix wie folgt darstellen (mit $uH = E + p$):

$$A(U) = \frac{\partial F}{\partial U} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ u^2 \frac{\kappa - 3}{2} & -u(\kappa - 3) & \kappa - 1 \\ \frac{1}{2}(\kappa - 1)u^3 - uH & H - (\kappa - 1)u^2 & \kappa u \end{bmatrix} \quad (64)$$

Für die Lösung dieses Systems von Gleichungen wurde ein approximierter Riemannlöser verwendet. Implementiert wurde ein „2nd Order high resolution TVD“ Schema, entwickelt von Corberan [33]. Die totale Variation ist definiert als.

$$TV(U^n) = \sum_{i=-\infty}^{i=\infty} |U_{i+1}^n - U_i^n| \quad (65)$$

Ein Schema wird also TVD – Schema genannt wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

$$TV(U^{n+1}) \leq TV(U^n) \quad (66)$$

Zusätzlich ist in Gleichung (61) der Vektor der konservativen Variablen mit der durchströmten Querschnittsfläche multipliziert, wodurch der inhomogene Anteil der Gleichung entscheidend reduziert wird. Dieser inhomogene Anteil kann nun in die beiden Teile B und S getrennt werden, wobei B den restlichen Einfluss der Querschnittsveränderung und S einen allgemeinen Quellterm darstellt. Daraus resultiert Gleichung (67).

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} + B + S = 0 \quad (67)$$

mit

$$\mathbf{U} = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \rho A \\ \rho u A \\ EA \end{pmatrix}, \mathbf{F} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \rho u A \\ (\rho u^2 + p) A \\ u A (E + p) \end{pmatrix}, \mathbf{B} = \begin{pmatrix} 0 \\ p \frac{dA}{dx} \\ 0 \end{pmatrix}, \mathbf{S} = \begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \end{pmatrix}$$

Der Vektor \mathbf{U} für den nächsten Zeitschritt lässt sich also wie folgt beschreiben,

$$\mathbf{U}_i^{n+1} = \mathbf{U}_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} [\mathbf{F}_{i+1/2}^+ - \mathbf{F}_{i-1/2}^-] + \Delta t \mathbf{S}_i^n \quad (68)$$

wobei \mathbf{F} den Fluss zwischen den Zellen darstellt.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{i+1/2}^\pm = & \frac{1}{2} [(\mathbf{F}_i^n + \mathbf{F}_{i+1}^n) \pm (\mathbf{B}_{i,i+1/2}^n + \mathbf{B}_{i+1/2,i+1}^n) \\ & - (\mathbf{K} h(\lambda) \mathbf{L})_{i+1/2}^n (\mathbf{F}_{i+1}^n - \mathbf{F}_i^n + \mathbf{B}_{i,i+1/2}^n + \mathbf{B}_{i+1/2,i+1}^n) \\ & + \Delta t (\mathbf{K} \lambda \mathbf{L})_{i+1/2}^n \mathbf{S}_{i+1/2}^n] + \mathbf{K}_{i+1/2}^n \varphi_{i+1/2}^n \end{aligned} \quad (69)$$

Die Terme \mathbf{B} , \mathbf{K} , h , \mathbf{L} , φ und \mathbf{S} sind dem Anhang A zu entnehmen.

Das 1-dimensionale Gasdynamik Programm wurde vor der Implementierung in das Kompressorsimulationsprogramm validiert. Dafür wurde als Referenzfall das Sod-Rohr verwendet (Sod [34]). Es ist 14 m lang, bei einer Querschnittsfläche von 1 m². In der Linken Hälfte befindet sich Luft mit dem Zustand von 303 K und 2 bar, in der rechten Hälfte ist der Druck der Luft 0,2 bar bei der selben Temperatur. Die beiden Hälften sind am Beginn des Experiments durch eine Membran getrennt. Nach dem raschen Entfernen der Membran gleicht sich der Druck unter Ausbildung von Wellen im Sod-Rohr aus. Die Anfangsbedingungen für diesen Validierungsfall sind Abbildung 36 zu entnehmen.

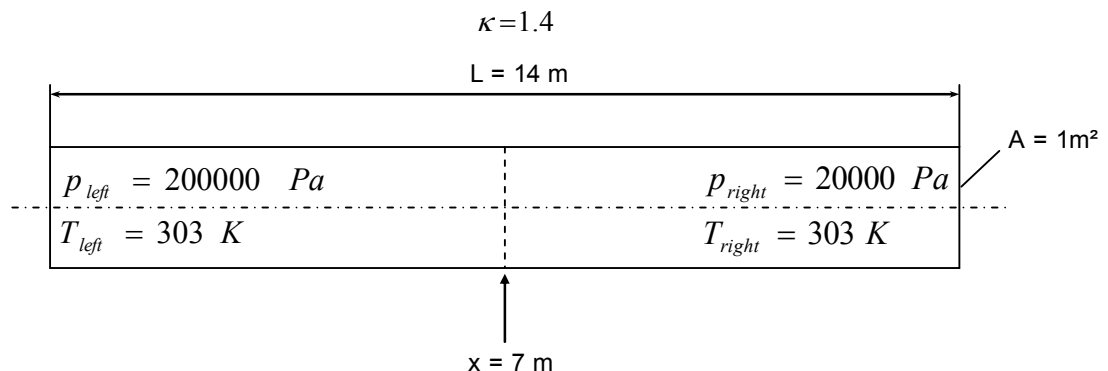


Abbildung 36: Anfangsbedingung für den Sod – Rohr Validierungsfall

Abbildung 37 zeigt den Vergleich zwischen dem Ergebnis des eigenen 1-dimensionalen Berechnungsprogramms und der analytischen Lösung für das Sod –

Rohr. Zu erkennen ist, dass Simulation und analytische Lösung sehr gut übereinstimmen.

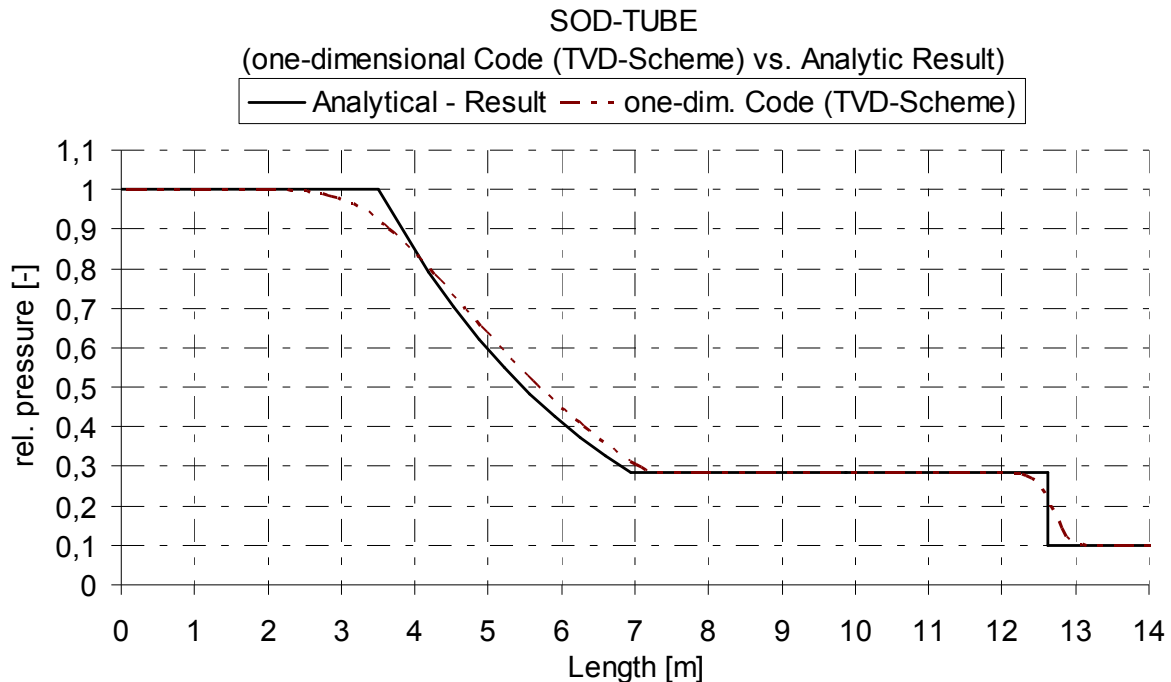


Abbildung 37: Vergleich analytische Lösung mit dem Ergebnis des eigenen Berechnungsprogramms

3.3.5. Gesamtkompressor mit thermischem Netzwerk

Für die Validierung des Kompressormodells (wie in Abbildung 28 dargestellt) mit Messdaten werden zusätzlich zur Berechnung der Gasdynamik auch die thermischen Energieflüsse berücksichtigt. Diese Wärmeströme innerhalb des Kompressors werden mithilfe eines thermischen Netzwerks nachgebildet. Das thermische Netzwerk (Ooi [17]) basiert auf dem Blockkapazitätsmodell, das die Massen im Kompressor in sinnvolle Einheiten aufteilt und als Punktmassen ansieht, zwischen denen Wärme ausgetauscht wird. Der Erste Hauptsatz der Thermodynamik lässt sich für eine thermische Masse wie folgt darstellen:

$$\sum \dot{Q}_{i\text{cond.}} + \sum \dot{Q}_{i\text{conv.}} = \frac{d(m_i \cdot u_i)}{dt} \quad (70)$$

Da die thermische Netzwerk Simulation eine quasi-stationäre Betrachtung darstellt, entfällt der Term auf der rechten Seite in Gleichung (70). Die bilanzierten Wärmeströme lassen sich für eine Punktmasse nun wie folgt darstellen.

$$\sum \dot{Q}_i = 0 \quad (71)$$

Jeder dieser Wärmeflüsse kann wiederum mit Gleichung (72) dargestellt werden,

$$\dot{Q}_i = HTF_i \cdot \Delta T \quad (72)$$

wobei der Parameter HTF (heat transfer function) die Wärmeübergangsfunktion zwischen den einzelnen Massen darstellt. Im Modell werden nur der Konvektions- und Wärmeleitungsteil berücksichtigt. In Almbauer [35] sind diese Zusammenhänge noch näher erläutert. Durch die kombinierte Berechnung des thermischen Netzwerks mit dem 1-dimensionalen Gasdynamikmodell des Kompressors ist es möglich thermodynamische Zusammenhänge besser zu erkennen und Parameterstudien für verschiedene Komponenten des Kompressors durchzuführen. Für die Validierung dieses Gesamtmodells wurden vier Testfälle gewählt, die in den nachfolgenden Kapiteln beschrieben sind. Das Modell ist in Abbildung 38 schematisch dargestellt, wobei der Gaspfad grau unterlegt ist und die Strömung von links nach rechts erfolgt. Die Ovale stellen die einzelnen Massen des thermischen Netzwerks dar und die strichlierten Verbindungen zeigen die Pfade für die Wärmeübertragung.

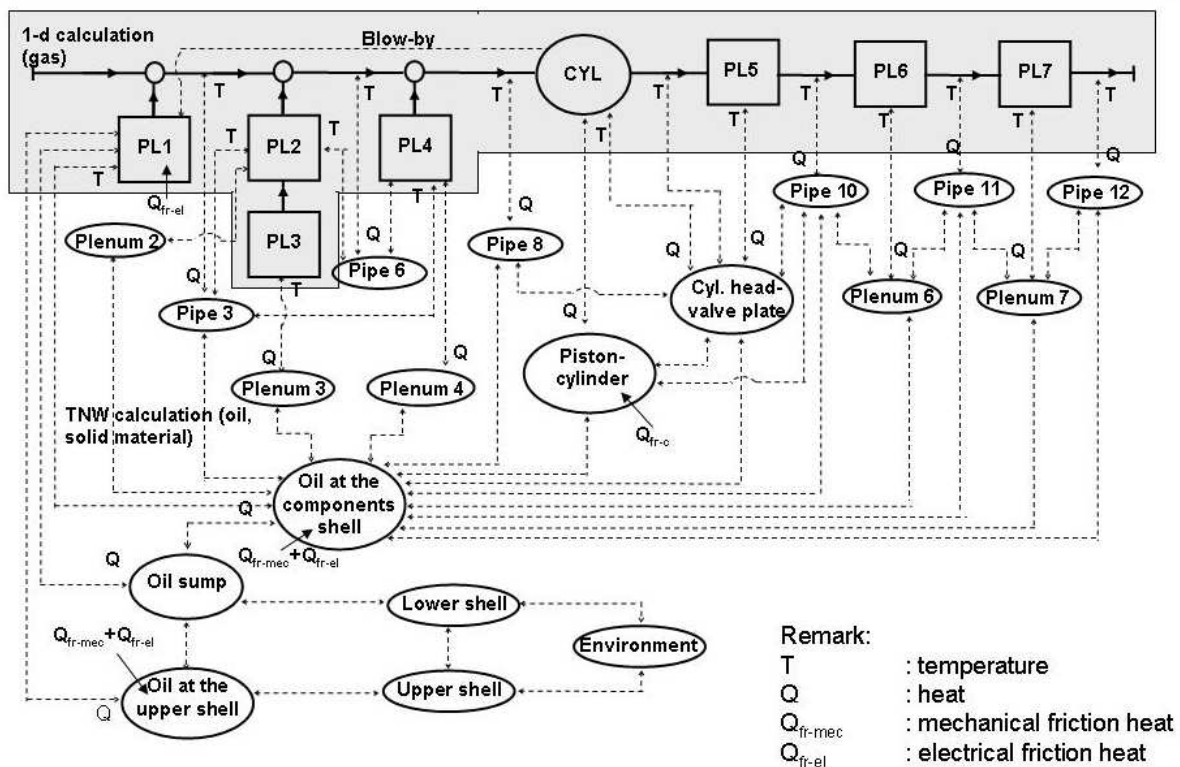


Abbildung 38: 0/1-dimensionales Kompressormodell mit thermischen Netzwerk

3.3.5.1. Bedatung des Kompressormodells

Jedes mit der oben beschriebenen Systematik vereinfachte Modell eines Kompressors besitzt zahlreiche Parameter, die nur mit Messungen abgestimmt werden können. Dafür wurde der Kompressor in einem genau definierten Betriebspunkt experimentell

untersucht, wobei zahlreiche Messdaten erhoben wurden. Der Betriebspunkt ist durch den ASHRAE Kältekreisprozess (Abbildung 5) definiert. Die wichtigsten Randbedingungen hierbei sind die Kondensationstemperatur von +55,2 °C, die Verdampfertemperatur von -23,3 °C und die Kompressoreintrittstemperatur von 32°C. Tabelle 5 fasst die Ergebnisse der Parameterabstimmung zusammen. Wie zu erwarten war, gibt es nur geringe Abweichung zwischen Messung und Simulation.

Tabelle 5: Vergleich Messung und Simulation für den Abstimmungsfall

Parameter	Experiment	Simulation	Differenz
COP (-)	1,609	1,610	-0,062 %
Electrical Power (W)	57,420	57,450	-0,052 %
Mass flow rate (kg/h)	0,990	0,991	-0,101 %
Gas temperature inside the cylinder head (°C)	100,6	100,6	0,010 °C
Cylinder temperature (°C)	82,8	83,3	0,5 °C
Gas temperature inside shell (°C)	63,6	62,2	-1,4 °C
Oil temperature inside the oilsump (°C)	53,4	55,6	2,3 °C

Dieser Abstimmungsbedarf bewirkt, dass solche Modelle nur bedingt für eine Vorausberechnung eines vollkommen neuen Kompressors verwendet werden können. Das Modell ist jedoch gut geeignet, kleine Veränderungen an einem bestehenden Kompressor zu bewerten. Solche kleinen Veränderungen sind in den nachfolgenden Testfällen untersucht worden.

3.3.5.2. Testfall „Service Pipe“

Der Referenzkompressor HTK 55 besitzt noch keine direkte Anbindung des Saugrohrs an den Saugmuffler (d.h.: der Faltenbalg wie in Abbildung 72 fehlt). Dadurch kommt es zu einer Durchmischung des einströmenden kühlen Kältemittels mit dem warmen Kältemittel im Gehäuse. Um zu erkennen, ob das Simulationsmodell solche starken thermischen Wechselwirkungen wie den Durchmischungsvorgang korrekt abbilden kann, wurde dieser noch künstlich verstärkt. Dazu wurde das Kältemittel anstatt durch das Saugrohr durch das Servicerohr (Service pipe) auf der gegenüberliegenden Seite des Gehäuses in den Kompressor geleitet. Dadurch erfolgt eine perfekte Vermischung des kühlen eintretenden Kältemittels mit dem warmen Kältemittel im Gehäuse. Es resultiert damit eine Abnahme des COP's aufgrund des Anstiegs der Kompressionsstarttemperatur. In Tabelle 6 wird gezeigt, wie gut das aufgestellte Simulationsmodell diese Zusammenhänge nachbilden kann.

Tabelle 6: Vergleich Messung und Simulation für den Testfall „Service pipe“

Parameter	Experiment	Simulation	Differenz
COP (-)	1,576	1,568	0,510 %
Electrical Power (W)	57,380	57,410	-0,052 %
Mass flow rate (kg/h)	0,969	0,968	0,103 %
Gas temperature inside the cylinder head (°C)	105,4	105,1	-0,3 °C
Cylinder temperature (°C)	86,2	85,8	-0,4 °C
Gas temperature inside shell (°C)	60,6	62,1	1,6 °C
Oil temperature inside the oilsump (°C)	51,6	55,6	4,0 °C

Bis auf die Temperatur des Ölsumpfs werden bei diesem Testfall die Werte relativ gut nachgebildet.

3.3.5.3. Testfall „Saugdruckvariation“

Ein weiterer Testfall der dem Simulationsmodell einiges abverlangt, ist die Veränderung des Saugdruckes. Dadurch stellen sich im gesamten Kompressor veränderte Betriebsbedingungen ein. Variiert wurde der Saugdruck auf zwei unterschiedliche Niveaus, zum einen mit erhöhtem Saugdruck und zum anderen mit verringertem Saugdruck. Tabelle 7 stellt den Vergleich für den erhöhten Saugdruck und Tabelle 8 stellt den Vergleich für den verringerten Saugdruck dar. Bei beiden Varianten ist ersichtlich, dass es nur zu relativ geringen Abweichungen zwischen Messung und Simulation kommt.

Tabelle 7: Vergleich Messung und Simulation für den Testfall mit erhöhtem Saugdruck

Parameter	Experiment	Simulation	Differenz
COP (-)	1,663	1,667	-0,240 %
Electrical Power (W)	59,030	59,000	0,051 %
Mass flow rate (kg/h)	1,051	1,054	-0,285 %
Gas temperature inside the cylinder head (°C)	103,5	100,8	-2,6 °C
Cylinder temperature (°C)	83,5	83,5	0,0 °C
Gas temperature inside shell (°C)	63,5	62,2	-1,2 °C
Oil temperature inside the oilsump (°C)	52,9	55,6	2,8 °C

Tabelle 8: Vergleich Messung und Simulation für den Testfall mit verringertem Saugdruck

Parameter	Experiment	Simulation	Differenz
COP (-)	1,576	1,565	0,703 %
Electrical Power (W)	56,130	56,240	-0,196 %
Mass flow rate (kg/h)	0,948	0,943	0,530 %
Gas temperature inside the cylinder head (°C)	103,5	100,1	-3,3 °C
Cylinder temperature (°C)	84,0	82,9	-1,1 °C
Gas temperature inside shell (°C)	63,4	62,0	-1,5 °C
Oil temperature inside the oilsump (°C)	52,8	55,4	2,6 °C

3.3.5.4. Testfall „Heizen des Ölumpfes“

Dem Öl im Kompressor kommt eine ganz besondere Bedeutung zu. Einerseits schmiert es die beweglichen Teile, andererseits wirkt es als thermisches Verbindungselement zwischen den Kompressorkomponenten. Durch diese Wirkung als thermisches Verbindungselement hat es maßgebliche Bedeutung für die Temperaturverteilung, aber auch für die Reibleistung im Kompressor. Hier ergibt sich somit ein gegenläufiger Effekt für die Effizienz des Kompressors. Zwar wirkt sich eine erhöhte Öltemperatur positiv auf die Reibleistung des Kompressors aus, doch erwärmt es auch alle Bauteile, wodurch es zu einer Erhöhung der Kompressionsstarttemperatur kommt. Die Verringerung der Reibleistung basiert auf der Reduktion der Viskosität bei höherer Temperatur (siehe Abbildung 18). Aufgrund dieser Tatsachen ist ersichtlich, dass die Veränderung der Ölumpftemperatur durch elektrisches Heizen ein besonders herausfordernder Testfall ist. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation ist in Tabelle 9 dargestellt.

Tabelle 9: Vergleich Messung und Simulation für den Testfall „Heizen des Ölumpfes“

Parameter	Experiment	Simulation	Differenz
COP (-)	1,534	1,527	0,458 %
Electrical Power (W)	57,230	57,190	0,070 %
Mass flow rate (kg/h)	0,995	0,990	0,505 %
Gas temperature inside the cylinder head (°C)	104,3	101,4	-2,9 °C
Cylinder temperature (°C)	85,5	84,1	-1,4 °C
Gas temperature inside shell (°C)	65,3	63,2	-2,1 °C
Oil temperature inside the oilsump (°C)	54,5	57,2	2,7 °C

Es ist auch bei diesem Testfall ersichtlich, dass das Simulationswerkzeug die thermodynamischen Effekte richtig abbildet.

Zusammenfassend über alle Testfälle hat sich gezeigt, dass das 0/1-dimensionale Kompressormodel sehr gut geeignet ist, die komplexen thermodynamischen Effekte innerhalb eines bereits vorhandenen und experimentell gut untersuchten, hermetischen Hubkolbenkompressors wiederzugeben.

3.4. Kopplung des 0/1-dimensionalen Kompressormodells mit einem 3-dimensional aufgelösten Teilgebiet

Ein großer Einsatzbereich für die in Kapitel 3.2 vorgestellte Simulationsstrategie liegt in der Vorhersage des Temperaturverlaufs und des Druckverlusts in der Saug- und

Druckstrecke. Hierbei wird entweder die Saug – oder die Druckstrecke 3-dimensional abgebildet und mit dem 0/1-dimensionalen Modell des restlichen Kompressors gekoppelt. Die mathematische Modellierung der 0/1-dimensionalen Kompressorbauteile ist dem vorangegangenen Kapiteln zu entnehmen. Dieses Kapitel basiert auf der Veröffentlichung [36]:

Lang W., Almbauer R.A., Burgstaller A., Nagy D.: *“Coupling of 0-, 1- and 3-d Tool for the Simulation of the Suction Line of a Hermetic Reciprocating Compressor”*, Proceedings of the International Compressor Conference at Purdue, 2008, West Lafayette, USA, Paper 1272

Es beschäftigt sich mit der Kopplung von 0/1-dimensionalen Rechengebieten mit 3-dimensionalen Berechnungsgebieten und der Validierung der erarbeiteten Methodik.

3.4.1. Kopplungsmethodik

Für eine erfolgreiche Kopplung eines 0/1-dimensionalen Rechengebiets mit einem 3-dimensionalen Rechengebiet ist es von entscheidender Bedeutung eine geeignete Koppelstelle zwischen dem 3-dimensionalen und dem 0/1-dimensionalen Gebiet zu wählen. Die Erfahrung aus vielen Versuchen hat gezeigt, dass sich für die Berechnung des Gaspfades die Ventile als Schnittstelle zwischen den Rechengebieten hervorragend eignen. Das Ventil wird dabei als ein 1 DoF – System betrachtet und ist damit ein vereinfacht modelliertes Bauteil. In Abbildung 39 ist die Kopplungsmethodik am Beispiel der Verbindung der Saugstrecke (3-dimensional) mit dem Zylinder und der Druckstrecke (1-dimensional) dargestellt. Die einzelnen Arbeitsschritte sind dabei in Kurzform beschrieben.

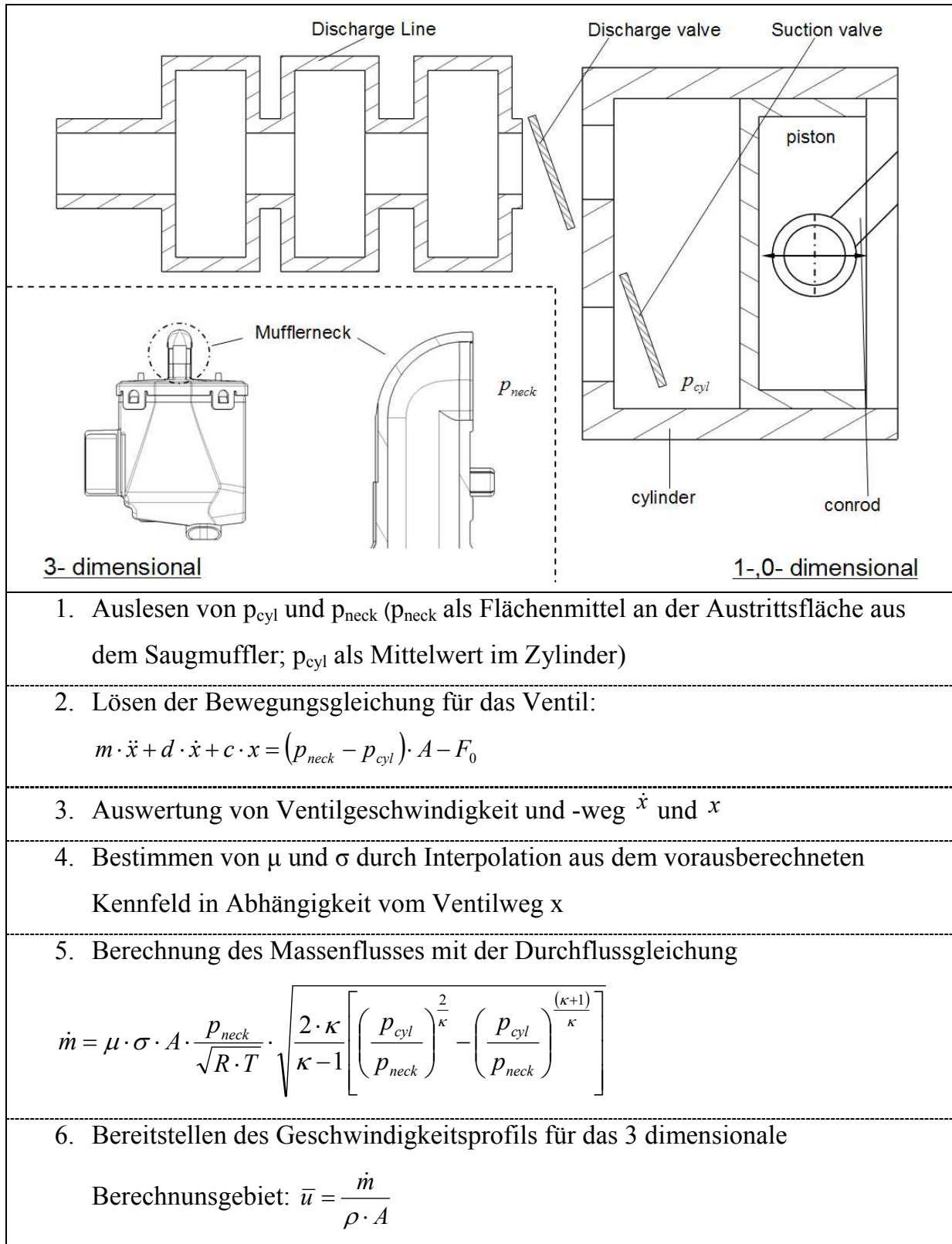


Abbildung 39: Kopplungsmethodik zwischen 0/1- und 3-dimensionalen Rechengebieten

Dieselbe Kopplungsmethodik kann auch für die Verbindung der Druckstrecke mit dem Zylinder verwendet werden. Um die Simulation noch realitätsnaher zu gestalten, kann das "herausgezoomte" 3-dimensionale Bauteil noch in das thermische Netzwerk

miteingebunden werden. Hierzu muss das Bauteil in verschiedene thermische Massen zerlegt werden. Die Temperaturen der Massen werden iterativ in der thermischen Netzwerksimulation berechnet. Die neu berechnete Temperatur wird dann einmal im Zyklus an das 3-dimensionale Rechengebiet übergeben und damit die Randbedingungen aktualisiert. Diese Vorgehensweise impliziert, dass es zu keiner Temperaturänderung der Wände des Saugmufflers während eines Zyklus kommt.

3.4.2. Validierung der Kopplungsmethodik

Die Validierung der vorgestellten Kopplungsmethodik wird anhand der Saugstrecke des HTK 55 Kompressors durchgeführt. In Abbildung 40 ist das Schema des Kompressors dargestellt. Das von der gepunkteten Linie eingeschlossene Gebiet repräsentiert den Zoomingbereich für den Validierungsfall. Abbildung 41 zeigt die Messpunkte, an denen Sensoren für den Vergleich platziert wurden.

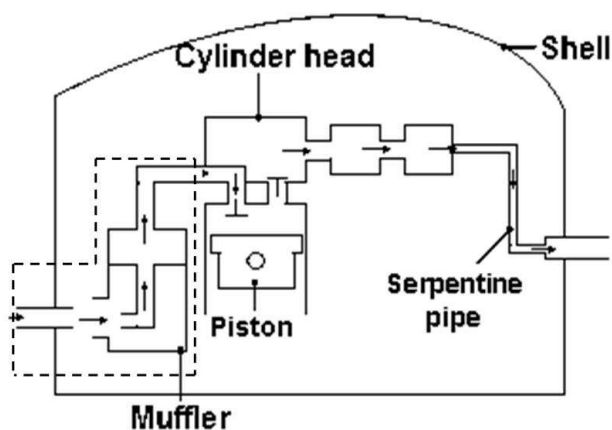


Abbildung 40: Schematischer Kompressor

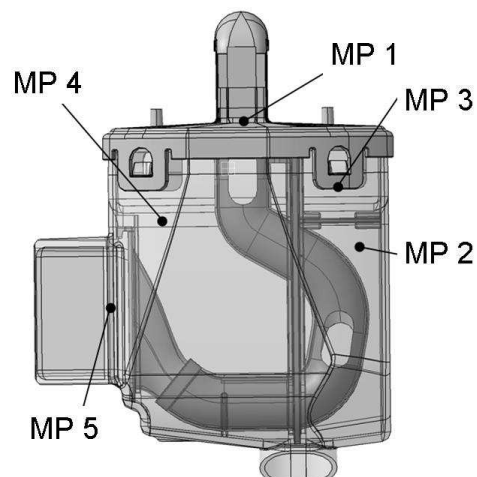


Abbildung 41: Saugmuffler mit Messpunkten

Für die Validierung wurden bei Temperaturen zeitliche Mittelwerte herangezogen, beim Druck wurde auch der transiente Verlauf der Mess- und Simulationsergebnisse miteinander verglichen. Für den Druckverlust wurde ein Wert definiert, der sich aus W_{suction} und V_D zusammensetzt. W_{suction} steht für die erhöhte Volumsänderungsarbeit aufgrund des verringerten Saugdruckes und V_D repräsentiert das Zylindervolumen. Diese Methode der Druckauswertung geht auf Hanlo [37] zurück und wurde dann in Lang [38] modifiziert. Gleichung (73) – Gleichung (74) beschreiben die Zusammenhänge.

$$\Delta p_{suction} = \frac{W_{suction}}{V_D} \quad (73)$$

mit

$$W_{suction} = \int_{V\ddot{O}}^{V\ddot{S}} (p - p_0) dV \quad (74)$$

VS ... Ventil Schließen

VÖ ... Ventil Öffnen

p_0 ... Saugdruck des idealen Zyklus

Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen ist in Abbildung 42 ersichtlich. Dargestellt ist der normierte Druckverlust in den fünf in Abbildung 41 dargestellten Messpunkten.

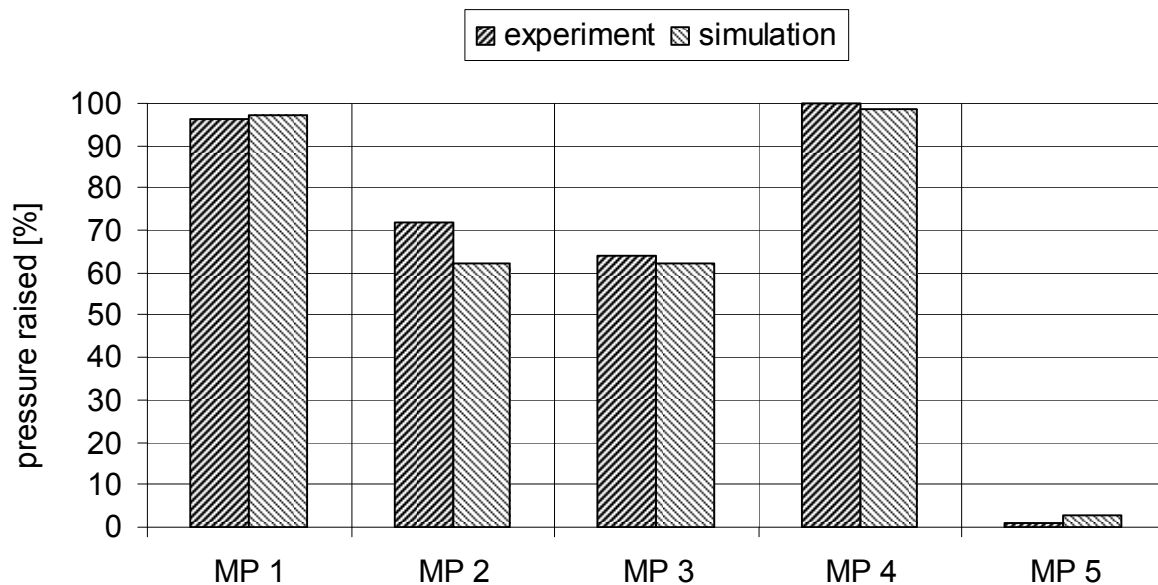


Abbildung 42: Druckverlust in verschiedenen Messpunkten

Es ist zu erkennen, dass die Ergebnisse in den meisten Messpunkten sehr gut übereinstimmen. Zusätzlich zu diesen integralen Mittelwerten wurde auch noch überprüft, ob die erarbeitete Methode in der Lage ist auch den transienten Druckverlauf nachzubilden. Abbildung 43 stellt den Druckverlauf von Messung und Simulation im Messpunkt 4 dar.

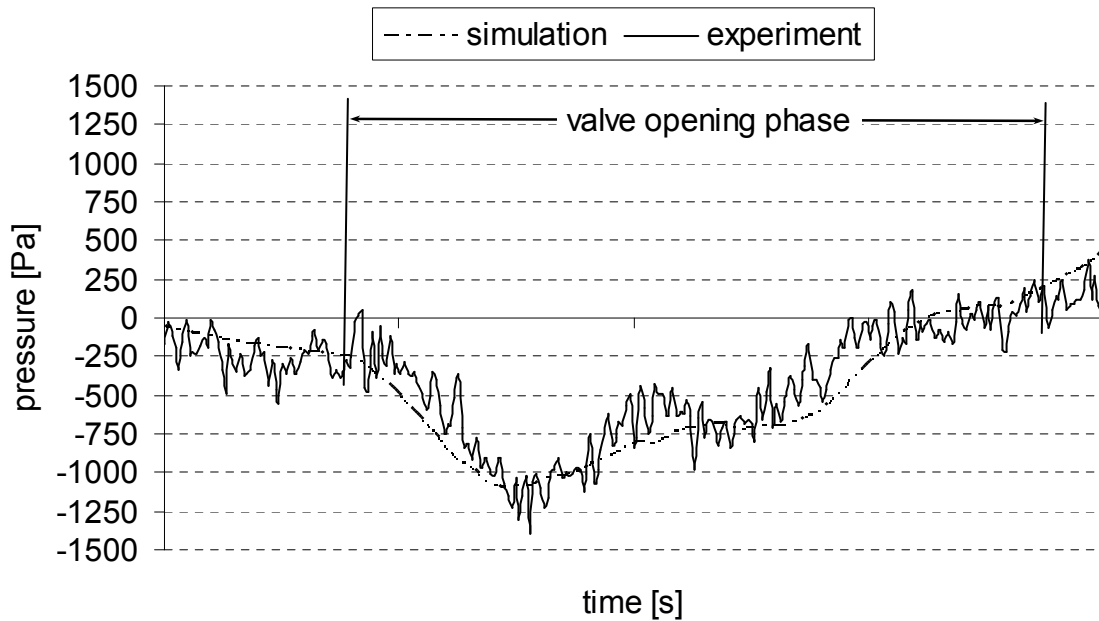


Abbildung 43: Transienter Druckverlauf in Messpunkt 4; Vergleich Simulation und Messung
Für die Validierung mit Temperaturmessungen muss darauf geachtet werden, dass diese Werte speziell bei stark transienten Vorgängen nur schwer messtechnisch erfasst werden können. Bei den Untersuchungen hat sich gezeigt, dass eine sogenannte Enthalpie-gemittelte Temperatur am ehesten den Messwerten entspricht. Der Zusammenhang wie diese Enthalpie-gemittelte Temperatur berechnet werden kann, ist Gleichung (75) (siehe [38]) zu entnehmen.

$$T_m = \frac{H}{c_p} \quad (75)$$

mit

$$H = \int_{V_0}^{V_S} (h - h_0) dm \quad (76)$$

und

$$dh = c_p \cdot dT \quad (77)$$

In Abbildung 44 ist der Vergleich zwischen Messung und Simulation in den fünf Messpunkten dargestellt.

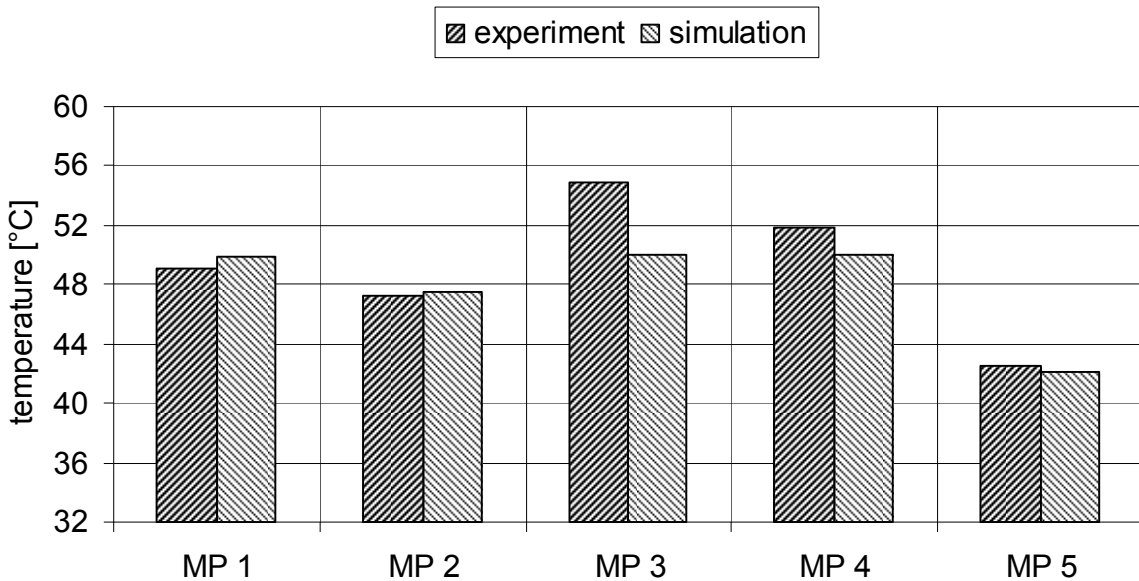


Abbildung 44: Temperaturen in verschiedenen Messpunkten im Saugmuffler

Der Vergleich zeigt, dass auch die Temperaturen in den meisten Messpunkten sehr gut wiedergegeben werden. Nur der Messpunkt 3 weicht stärker von den Ergebnissen des Experiments ab. Das liegt auch daran, dass die Simulation in diesem Punkt noch nicht vollständig konvergent ist. Zur Simulation ist zu erwähnen, dass ca. 3 – 5 Zyklen berechnet werden müssen, damit sich ein konvergiertes Druckprofil einstellt. Für ein konvergiertes Temperaturprofil müssen im Vergleich dazu mehr als 10 Zyklen berechnet werden.

3.5. 3-dimensionales - Kompressormodel

Für die vollständige 3-dimensionale Abbildung der gasdynamischen Effekte im Gaspfad des Kompressors fehlt nach der Betrachtung der Saug- und Druckstrecke nun noch der Zylinder. Hierbei stellen die Ventile eine besondere Herausforderung an die Simulationstechnik dar. Auf die Berechnung der Ventildynamik wird in diesem Kapitel noch näher eingegangen. Weiters wird die Methodik für die thermische Berechnung der Strukturbereiche des Kompressor beschrieben. Hier wurden ebenso Methoden entwickelt, um noch exaktere Ergebnisse aus den 3-dimensionalen Berechnungen zu erhalten.

3.5.1. Ventilsimulationen

Im Gegensatz zu den zwangsgesteuerten Ventilen, wie sie in der Motorentechnik üblich sind, kommen in Kolbenkompressoren für Kühlschränke ausschließlich

druckgesteuerte Ventile zum Einsatz. Diese Ventile bestehen im Prinzip aus einem vorgespannten Plättchen, das die Öffnung in der Ventilplatte abdeckt und ab einem bestimmten Druckverhältnis öffnet. Diese, im Englischen als „reed valves“ bezeichneten Ventile, werden aufgrund der geringen Kosten und der einfachen Bauweise eingesetzt. Aber genau diese Einfachheit, nämlich dass das Ventil abhängig von der Druckdifferenz arbeitet, macht eine mathematische Beschreibung umso schwieriger. In Kapitel 3.3.2 wurde schon auf die Möglichkeit, das Ventil als 1 DoF – System zu modellieren, hingewiesen. Die Implementierung dieser Methode oder aber gar die Berechnung der Ventildynamik mithilfe der Finite Elemente Kopplung und deren Kombination mit einem CFD – Werkzeug stellen eine gesonderte Herausforderung dar. Dieses Kapitel gibt einen Überblick über den derzeitigen Stand der Technik in der Simulation der Ventile. Des Weiteren wird ein Überblick über die verschiedenen Möglichkeiten, Fluid- und Strukturgebiete miteinander zu koppeln, gegeben. Nachfolgend wird in diesem Kapitel noch die neu entwickelte Simulationsmethode näher beschrieben und validiert bzw. die Ergebnisse mit einer vereinfachten Form der Ventilberechnung verglichen. Abschließend werden die Vor- und Nachteile der beiden Simulationsmethoden gegenübergestellt.

Der Inhalt dieses Kapitels basiert auf der Veröffentlichung [39]:

Lang W., Almbauer R. A., Jajcevic D., 2009, „Usage and validation of a fluid structure interaction methodology for the study of different suction valve parameters of a hermetic reciprocating compressor“, International Journal of Multiphysics”, Vol. 4., No. 1, pp.65-81

Zum besserem Verständnis wurde die Veröffentlichung noch um einige Punkte ergänzt, wie z.B. um das Kapitel Ölkleben.

3.5.1.1. Stand der Technik in der Ventilsimulation

Die Vorausberechnung der Ventilbewegung war schon sehr früh ein wichtiges Thema im Bereich der Kompressorentchnik. Die in der Literatur befindlichen Arbeiten zu diesem Thema lassen sich nach ihrem Detaillierungsgrad gliedern.

- Simulation des Ventils als Einmassenschwinger (1 DoF)

- Simulation des Ventils als Biegebalken
- Simulation des Ventils mithilfe der Finite Elemente Methode

ad. Simulation des Ventils als Einmassenschwinger (1 DoF)

Die wohl bekannteste und auch noch heute am weitesten verbreitete Methode für die Simulation der Ventildynamik wurde schon in Kapitel 3.3.2 (Ventile) vorgestellt. Sie betrachtet das Ventil als Einmassenschwinger und setzt eine parallele Bewegung der Ventilplatte zum Ventilsitz voraus, diese Methode wird hauptsächlich in 1-dimensionalen Gasdynamik Simulationen verwendet. Wichtige Literaturquellen zu dieser Variante sind Costagiola [29], Habing [31] und Böswirth [40]. Die Vorteile dieser Betrachtung liegen in der relativ einfachen Implementierung und im sehr geringen numerischen Aufwand. Ein Nachteil sind darin jedoch die Modellparameter, die teilweise mithilfe von „Trial and Error“ bestimmt werden müssen. Matos [41] implementiert diese Berechnungsmethode in eine 3-dimensionale Strömungsberechnung, um Aussagen über die Zylindereinströmung zu bekommen. Nachteil dieser Vorgehensweise ist, dass die Ventilbewegung parallel zum Ventilsitz in einem idealisierte beinahe axialsymmetrischen Strömungsfeld resultiert, welches auf das Ventil wirkt. Possamai [42] untersuchte die Auswirkung der Schrägstellung des Ventils auf das Strömungsfeld und erkannte, dass schon eine sehr geringe Schrägstellung die Symmetrie des Strömungsfelds zerstört.

ad. Simulation des Ventils als Biegebalken

Eine Methode zur Berücksichtigung der tatsächlichen Verformung der Ventile in der Simulation stellt der Einsatz der Theorie für die Biegelinie eines Biegebalkens dar. Diese Methode kann sowohl in 1-dimensionalen Gasdynamik Simulationen als auch in 2- und 3-dimensionalen Strömungssimulationen eingesetzt werden. Der Einsatz in 1-dimensionalen Gasdynamik Simulationen hat sich aber aufgrund des erhöhten Aufwands bei nur gering erhöhtem Informationsgehalt nicht durchgesetzt. Junghyoun [43] modellierten mithilfe der kommerziellen Software Adina die Bewegung des Ventils 2-dimensional und zogen daraus erste Rückschlüsse über die Einströmbedingungen in den Zylinder.

ad. Simulation des Ventils mithilfe der Finite Elemente Methode

Die aufwendigste aber auch die exakteste Vorgehensweise für die Simulation der Ventildynamik ist die Berechnung mithilfe einer Finite Elemente Methode. Die Finite

Elemente Methode übernimmt darin die Berechnung der Verformung der Struktur während die 3-dimensionale Strömung mit Hilfe einer Strömungssimulationssoftware berechnet wird. Besondere Bedeutung kommt darin der Kopplung dieser beiden gebietsauflösenden Methoden zu. Mit dieser Kopplung ist es möglich die Interaktion von Strömung und Ventilbewegung vollständig 3-dimensional aufzulösen und damit mit den heute zur Verfügung stehenden Methoden so exakt wie möglich zu bestimmen. Ein großer Nachteil liegt im immensen numerischen und programmiertechnischen Aufwand. Die zwei ersten Arbeiten zu diesem Thema im Haushaltskompressorenbereich wurden von Shimoï [44] und Lang [45] vorgestellt. Beide Arbeiten beschäftigen sich mit dem Vergleich einer vollständigen Ventilsimulation mithilfe der Finiten Elemente Methode und der Abstraktion des Ventils als flache Platte. Details aus dieser Arbeit werden im Kapitel 3.5.2.9 gebracht.

3.5.1.2. Fluid- Struktur (FSI) Kopplungsmethoden

Das Thema der Fluid - Struktur Kopplungen gewinnt in der Simulationstechnik aufgrund steigender Computerkapazitäten ständig an Bedeutung. In vielen Arbeiten wird die Notwendigkeit erkannt, alle physikalisch relevanten Effekte in die Betrachtung mit einzubeziehen. Oftmals handelt es sich bei industriellen Problemstellungen um sogenannte Multiphysik-Probleme. Unter Multiphysik-Problemen versteht man das Zusammentreffen von mehreren naturwissenschaftlichen Disziplinen (z.B.: Elektromagnetik - Strukturmechanik, Strukturmechanik - Wärmeübertragung, Strukturmechanik - Fluidmechanik, etc.). Beispiele für solche Problemstellungen lassen sich auch im Kompressor finden. Wichtigster Vertreter hierfür ist die Bewegung der Ventile, bei denen das Kältemittel als Fluid und das Ventil als Struktur miteinander in Interaktion stehen. Speziell diese Interaktion bei der die Strömung die Ventilbewegung und umgekehrt die Ventilbewegung die Strömung über das frei bewegliche Ventilblatt beeinflusst, reicht die Betrachtung nur eines physikalischen Aspekts für die Beschreibung und in weiterer Folge für das Verständnis des Zusammenhangs nicht aus. Für die Kopplung dieser beiden Disziplinen Strömungsberechnung auf der einen und Strukturmechanik auf der anderen Seiten gibt es mehrere Möglichkeiten. Zum einen können für beide Berechnungsgebiete separate Löser verwendet werden, für die Strukturmechanik ein

FEM –Löser und für die Strömungsmechanik ein CFD – Löser. Diese Vorgangsweise wird als partitionierter Ansatz bezeichnet. Bei den partitionierten Ansätzen unterscheidet man zusätzlich noch den Zeitpunkt des Datenaustauschs zwischen Strukturmechanik und Strömungsmechanik. Der Datenaustausch kann entweder jeden Zeitschritt erfolgen oder aber die Daten können schon nach jeder Iteration ausgetauscht werden. Im Gegensatz zum partitionierten Ansatz steht der direkte Ansatz. Hierbei wird ein gemeinsames System von Gleichungen erstellt, welche dann simultan gelöst werden. Die direkte Methode ist die aufwendigste Methode aber auch die genaueste. Abbildung 45 gibt einen Überblick über die Methoden und vergleicht zusätzlich noch die Stabilität, die Allgemeinheit des Ansatzes und den Programmieraufwand der Varianten.

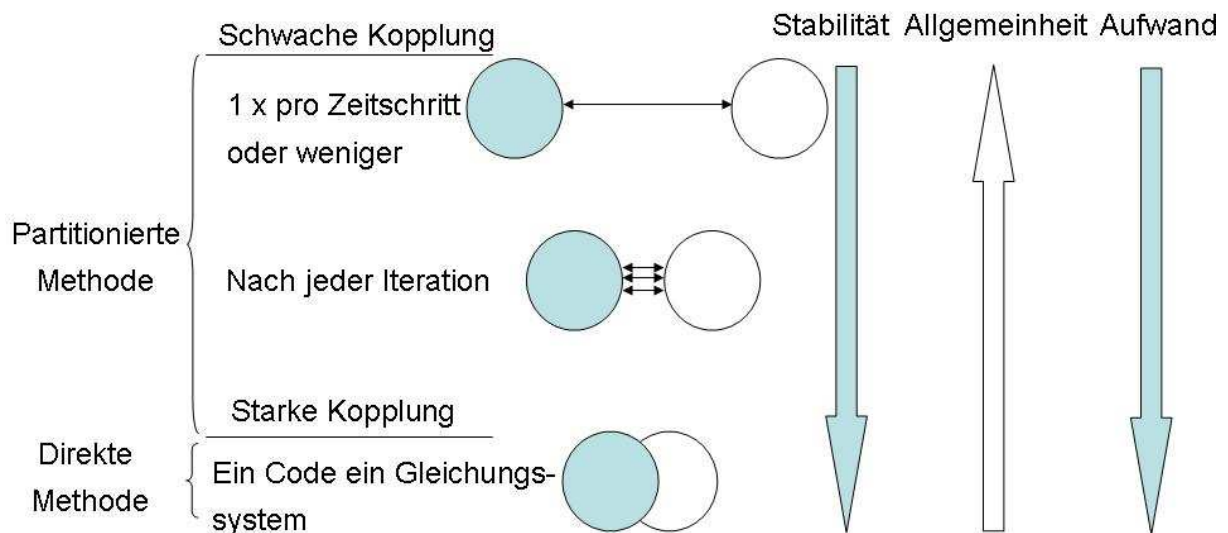


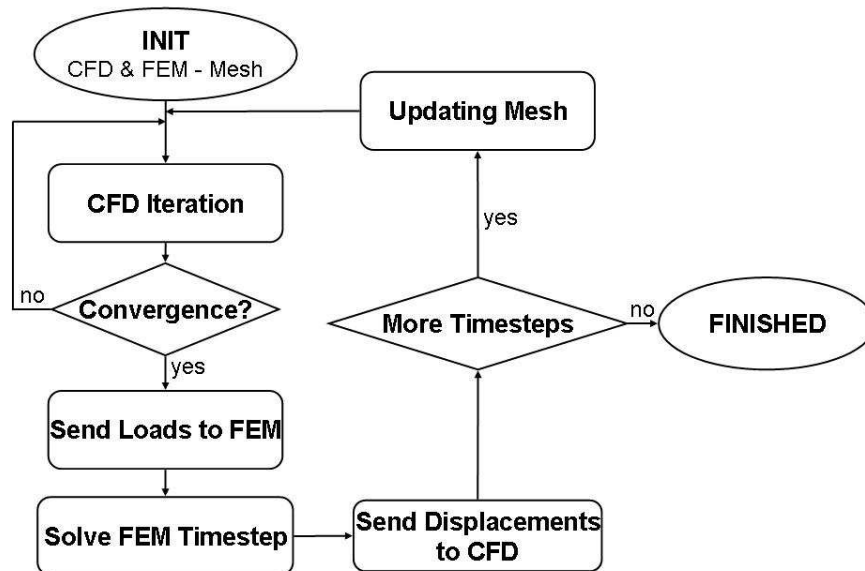
Abbildung 45: Vergleich von verschiedenen FSI – Kopplungsschemen (Sieber [46])

Es kann generell gesagt werden, dass je stärker die beiden Gebiete miteinander koppelt sind desto größer wird auch die Komplexität bei steigender Stabilität. Im Gegensatz dazu sinkt die generelle Anwendbarkeit der Methode. Um eine bessere Übersicht über die Methoden zu geben, wurden in Tabelle 10 noch einmal die Vor- und Nachteile der verschiedenen Ansätze gegenübergestellt.

Tabelle 10: Vergleich der FSI - Kopplungsmethoden

	Vorteile	Nachteile	Anwendung
Partitionierte Methode	Spezieller Löser für jedes Problem	Kleine Zeitschritte notwendig aufgrund der starken Wechselwirkungen	Für große Rechengebiete mit starkem Einfluss der Strömung
Direkte Methode	Größere Zeitschritte möglich, da ein einheitliches Löser für alles verwendet wird	Große Problemstellungen (> 1 Mio) aufgrund des numerischen Aufwands kaum machbar	Für kleine Probleme mit sehr starker Wechselwirkung zwischen Fluid und Struktur

Trotz der Vorteile, die die Kopplung mit einer direkten Methode in Bezug auf Stabilität und Genauigkeit mit sich bringen würde, fiel die Entscheidung aufgrund der Allgemeinheit aber vor allem dem geringeren numerischen Aufwand zugunsten der partitionierten Methode mit einem Datenaustausch nach jedem Zeitschritt. Der numerische Aufwand bei den direkten Methoden ist so groß, dass bis heute noch Simulationen mit mehr als einer Million Volumen bzw. Elemente die Ausnahme darstellen. Der Ablauf der Simulation für diesen Kopplungsansatz ist im folgenden Flussdiagramm (Abbildung 46) dargestellt.

**Abbildung 46:** Simulationsablauf vgl. Baudille [47]

Nach der Initialisierung löst der CFD – Löser zunächst den Strömungsbereich. Innerhalb eines Zeitschrittes wird dabei so lange iteriert, bis ein konvergentes Ergebnis vorliegt. Danach werden die Druckkräfte, die aufgrund der Strömung auf das Ventil wirken, aus der CFD – Software ausgelesen und an die Strukturberechnung übergeben. Danach wird das Gleichungssystem für die Strukturmechanik gelöst und die daraus

resultierenden Verschiebungen werden wieder zurück an die CFD – Software übergeben. Vor dem nächsten Zeitschritt werden die Knotenpunkte des CFD – Netzes, wie aus der FEM – Berechnung erhalten, verschoben und erst danach wird die Berechnung des neuen Zeitschritts für den Strömungsbereich wieder gestartet.

3.5.2. Simulationsmethodik für die Berechnung der Ventildynamik

Zum besseren Verständnis wird die Simulationsmethodik anhand des Saugventils erklärt, jedoch gelten dieselben Ansätze und Abläufe auch für die Simulation des Druckventils.

Für die Berechnung der Saugventilbewegung, gilt es eine Vielzahl an Dingen zu beachten:

- das extreme geometrische Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon \sim 1:100$) und daraus folgend eine sehr flacher Schadraum
- das Schließen des Ventils
- das Kleben des Ventils am Ventilsitz aufgrund des Öls
- die Bewegung des Ventils (vereinfacht oder aber die möglichst realitätsnahe Bewegung)
- der Aufschlag des Ventils am Ventilsitz oder Ventilstopps und die Rücksprungenergie

Diese Aufzählung ist nicht vollständig, jedoch sind die wesentlichsten Probleme, die die Simulation der Ventilbewegung erschweren, aufgelistet. Manche dieser Probleme wirken trivial, bei genauer Betrachtung und beim Versuch diese zu lösen, wird aber ersichtlich, dass diese Anforderungen in den heutigen kommerziellen Softwarepaketen oftmals nicht ausreichend oder auch gar nicht gelöst wurden. Nachfolgend wird nun auf die einzelnen Probleme eingegangen und die erarbeitete Lösung präsentiert.

3.5.2.1. Verdichtungsverhältnis und Schadraum

Geometrische Verdichtungsverhältnisse, wie sie typischerweise bei Verbrennungskraftmaschinen auftreten, können in CFD-Programmen problemlos abgebildet werden. Die geometrischen Extreme von Kompressoren bereiten jedoch Schwierigkeiten. In Abbildung 47 ist das Kompressionsvolumen im oberen und im unteren Totpunkt dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich der Kolben mit einem

Durchmesser von ca. 15 mm bis auf ca. 0,1 mm an die Ventilplatte annähert, wogegen er sich im unteren Totpunkt ca. 16 mm von der Ventilplatte entfernt (dargestellt in Abbildung 48) befindet.

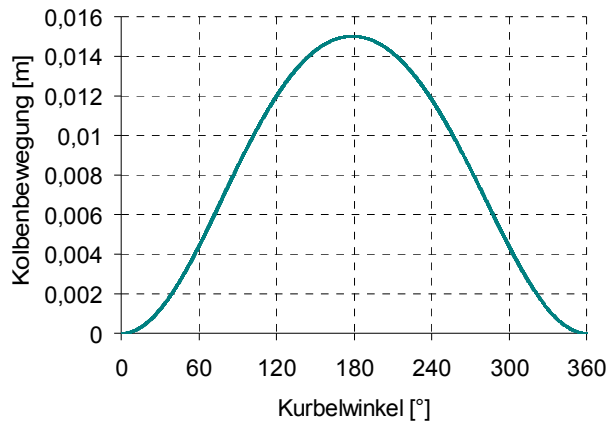
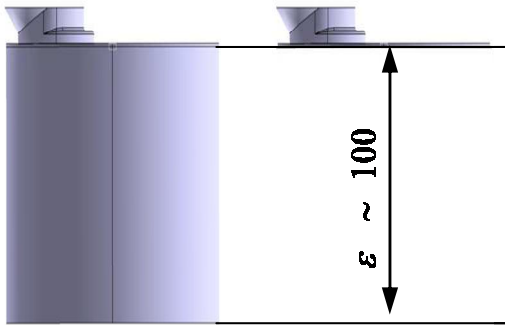


Abbildung 47: Geometrische Verhältnisse im unterem und oberem Totpunkt **Abbildung 48:** Kolbenbewegung

Um im oberen Totpunkt noch ausreichend Rechenzellen platzieren zu können, müssen die Zellen sehr klein gewählt werden (in der Größenordnung von 1/100 mm). Aufgrund der Notwendigkeit von sehr kleinen Zellen im oberen Totpunkt würde durch die Vergrößerung des Rechengebiets aufgrund der Bewegung des Kolbens die Zellenanzahl sehr stark ansteigen, was zu Rechennetzen von mehreren Millionen Zellen führen würde. Um diese extremen Netzgrößen zu vermeiden, wurde eine Strategie erstellt, die die Zellanzahl so gering wie möglich hält und die Rechenzeit optimiert. Durch diese Strategie übersteigt die Zellanzahl im Zylinder, während eines Zyklus, niemals 280.000 Zellen. Damit kann der numerische Aufwand in Grenzen gehalten werden. Abbildung 49 stellt diese Vorgehensweise grafisch dar. Wie ersichtlich startet die Simulation im oberen Totpunkt mit einem sehr feinen Rechennetz. Durch den „Remeshing-Prozess“ des CFD – Programms steigt mit fortschreitender Kolbenbewegung die Zellanzahl sehr stark an. Um dieses Anwachsen der Zellanzahl zu vermeiden, werden die Rechendaten ca. 28° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt auf ein gröberes Netz interpoliert. Aufgrund des nun deutlich gröberen Netzes steigt im weiteren Verlauf der Expansion die Zellanzahl nicht mehr so stark an. 28° vor dem oberen Totpunkt wird dann wieder auf das feinere Rechennetz gewechselt, um im oberen Totpunkt genügend Rechenzellen zur Verfügung zu stellen.

Zusätzlich zur Vorgehensweise sind in Abbildung 49 noch die Zellanzahlen im oberen und unteren Totpunkt mit und ohne Netzinterpolationsstrategie dargestellt.

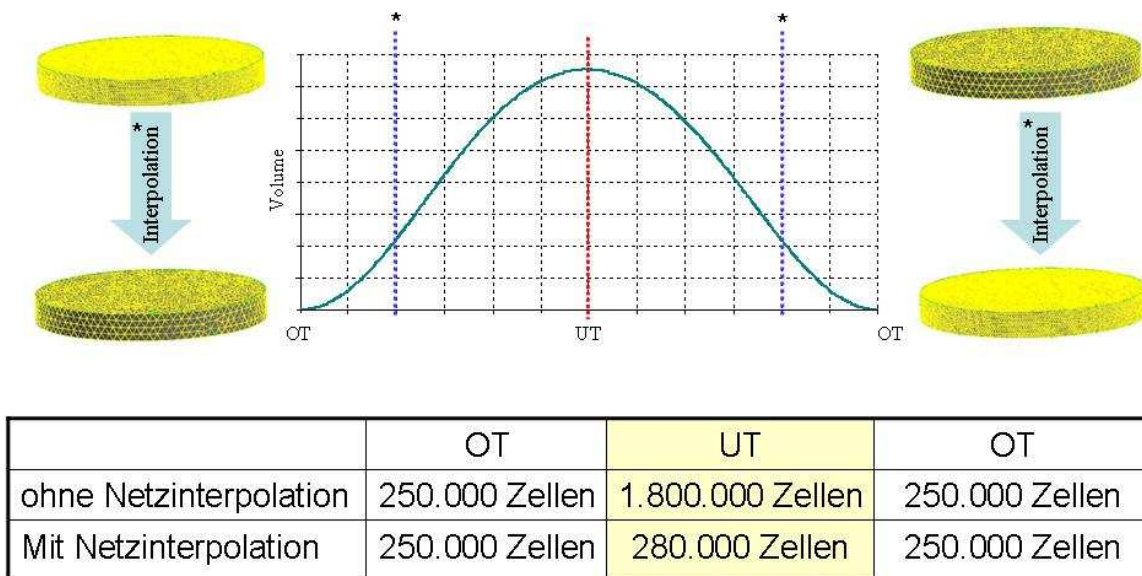


Abbildung 49: Netzinterpolationsstrategie

3.5.2.2. Ventilschließen

Das wirkliche Verschließen des Ventils in einem CFD-Programm erscheint bei erster Betrachtung trivial, die Realisierung ist jedoch schwierig. Die heutzutage verwendeten Vernetzungsalgorithmen für dynamische Netze erlauben es nicht Zellen in Gebieten zu erstellen, wo sich vorher noch keine vernetzte Fläche befunden hat. Deshalb ist es notwendig eine schmale Zellschicht zwischen Ventil und Ventilsitz einzubringen (siehe Abbildung 50). Aufgrund dieser Zellschicht besteht jedoch auch bei geometrisch geschlossenem Ventil eine permanente Verbindung zwischen Zylinder- und Saugmufflervolumen. Um den permanenten Massenaustausch zwischen diesen beiden Gebieten auch bei geschlossenem Ventil zu unterbinden, wurde eine Fläche (CHANGE-OVER-Layer) eingebunden, die je nach Ventilstellung auf durchgängig oder undurchlässig geschaltet werden kann. Dieses Umschalten der Eigenschaften während der Berechnung, abhängig von der Ventillage und damit vom Strömungsgebiet, musste nachträglich in das CFD-Programm implementiert werden.

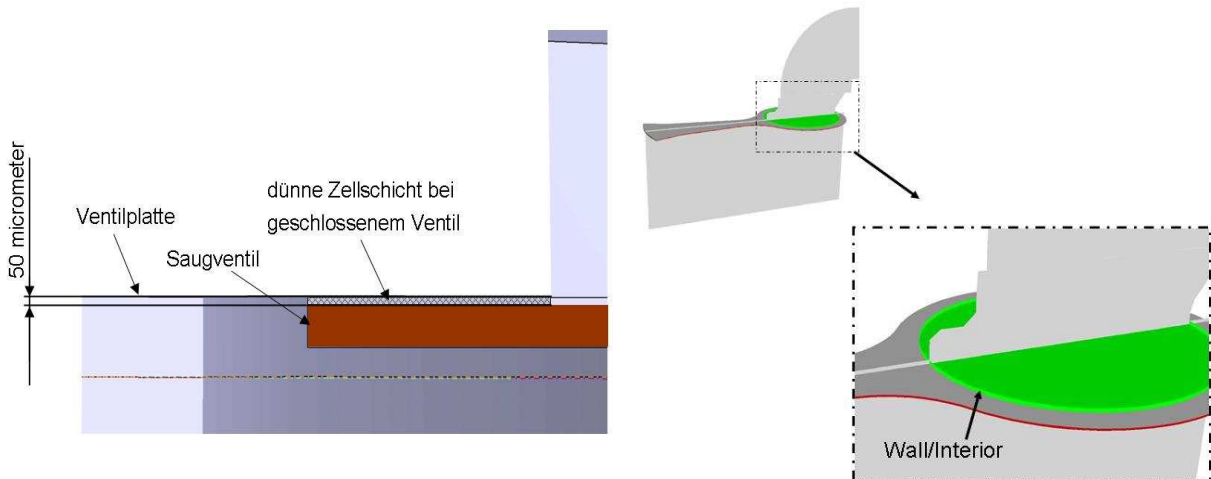


Abbildung 50: Situation im oberen Totpunkt

Abbildung 51: Position des CHANGE/OVER-Layers

Die Routine für das Umschalten der Randbedingung von “Wall“ auf “Interior“ und umgekehrt wurde als zusätzlicher Programmteil als sogenannte “user defined function (UDF)“ in der Programmiersprache C geschrieben und benötigte zusätzlich ein kurzes Programm in der Programmiersprache Scheme. Mit diesem ist es möglich Befehle im Text User Interface (TUI) von Fluent auszuführen. Das Umschalten der Randbedingung folgt folgender Logik:

$valvelift = 0 \rightarrow Boundary = Wall$

$valvelift > 0 \rightarrow Boundary = Interior$

3.5.2.3. Ökleben des Ventils

Das Phänomen des Ventilklebens tritt sehr häufig bei druckgesteuerten Ventilen auf. Durch die Ölbenetzung des Ventils wirkt eine zusätzliche Kraft, die das Öffnen des Ventils erschwert. Dadurch kommt es vor dem Öffnen des Saugventils zu einem stärkeren Absinken des Zylinderdrucks, wodurch die indizierte Arbeit des Kompressors erhöht wird. Oftmals wird für die Berücksichtigung des Öklebens eine konstante Kraft angenommen, die gleich wie eine Vorspannkraft wirkt. Es besteht jedoch auch die Möglichkeit die entstehende Kraft genauer zu modellieren. In Khalifa [48] wird ein Klebmodell vorgestellt, in dem sich die Kraft aus drei Anteilen zusammensetzt. Der erste Anteil F_g entspricht einer Gaskraft auf das Ventil aufgrund der Druckdifferenz zwischen Saugmuffler und Zylinder ($p_s - p_c$). Diese Kraft verschwindet sobald die Druckdifferenz gegen Null geht. Der zweite Anteil F_t entspricht der Kraft aufgrund der Oberflächenspannung. Der dritte Term F_v entspricht

einer viskosen Kraft, die verschwindet wenn keine Kontaktfläche vorhanden ist oder wenn die Ventilgeschwindigkeit Null ist. In Gleichung (78) lässt sich die Klebekraft wie folgt darstellen.

$$F_{stiction} = F_g + F_t + F_v \quad (78)$$

$$F_g = \pi \cdot R_i^2 \cdot (p_s - p_c) \cdot \left[\frac{(X^2 - 1)}{2 \ln(X)} \right] \quad (79)$$

$$F_t = -\pi \cdot R_i^2 \cdot (X^2 - 1) \cdot \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos(\beta)}{h} \quad (80)$$

$$F_v = \frac{3 \cdot \pi \cdot \mu}{2 \cdot h^3} \cdot \frac{dh}{dt} \cdot R_i^4 \cdot \left(1 - X^4 + \frac{1 - 2 \cdot X^2 + X^4}{\ln(X)} \right) \quad (81)$$

mit $X^2 = (1 + A_C/A_P)$.

In Abbildung 52 sind die entsprechenden geometrischen Zusammenhänge dargestellt.

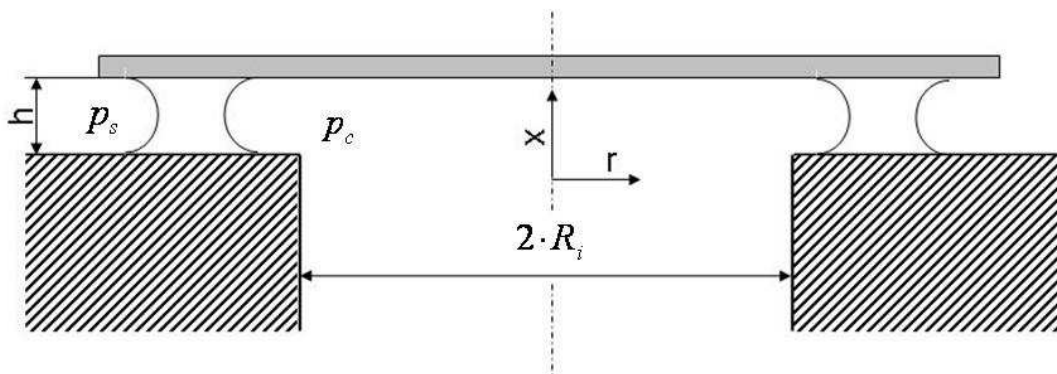


Abbildung 52: Geometrische Zusammenhänge für das Klebemodell

3.5.2.4. 3-dimensionale Strukturdynamiksimulation

Wie schon in den vorangegangenen Kapiteln wird die Theorie für die Berechnung der Strukturdynamik auch am Beispiel des Saugventils erklärt. Um die Bewegung des Ventils mit der gewünschten Methode (partitionierter Kopplungsansatz zwischen FEM & CFD mit Datenaustausch nach jedem Zeitschritt) zu realisieren, sind grundsätzlich zwei Löser notwendig. Dies sind auf der einen Seite in dieser Arbeit das kommerzielle CFD Programm Fluent und zum anderen ein FEM-Programm für die Strukturdynamik. Tabelle 11 gibt einen Überblick über die am Markt vorhandenen Simulationsmöglichkeiten, ohne Anspruch auf Vollständigkeit. Sie soll lediglich einen groben Überblick über die vorhandenen Möglichkeiten geben.

Tabelle 11: Übersicht über Kopplungsmethoden für kommerzielle CFD – Programme mit einem FEM Programm

➤ Ansys & Fluent	(seit Ansys 11: one way)	Schwache Kopplung
➤ Fluent & Ansys	Kopplung via MPCCI	
➤ Star-CD & Ansys	Kopplung via MPCCI	
➤ Ansys & Ansys CFX	(seit Ansys 12: two way)	Starke Kopplung
➤ Adina	(Direkte Methode: Finite Elemente)	

Von keinen der oben dargestellten Möglichkeiten werden Lösungen für die bereits erwähnten Probleme bei der Simulation angeboten. Daher wurde entschieden für die Strukturberechnung ein einfaches FEM-Programm selbst zu erstellen. Für die Diskretisierung des Ventils können einerseits 3-dimensionale Balkenelemente mit 6 Freiheitsgraden (degree of freedoms – dof's) verwendet werden (dargestellt in Abbildung 54). Andererseits besteht aber im Code auch die Möglichkeit 3-dimensionale Solid-Elemente [49] für die Vernetzung zu verwenden. Die Verwendung von Balkenelementen hat einige Vorteile, wie kurze Simulationszeiten und vernünftige Ergebnisse bei einer relativ geringen Anzahl von Elementen. Nachteile liegen z.B. in der unzureichenden Möglichkeit alle Geometriebewegungen exakt wiederzugeben. In Abbildung 53 ist die Einspannstelle des Ventils dargestellt, woraus ersichtlich ist, dass Balkenelemente nicht geeignet sind diesen Bereich exakt aufzulösen.

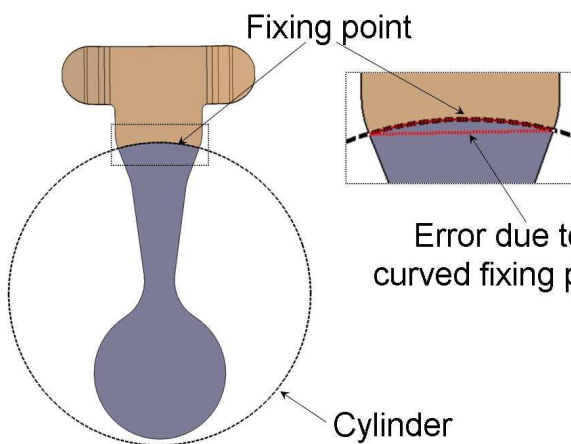


Abbildung 53: Saugventileinspannstelle

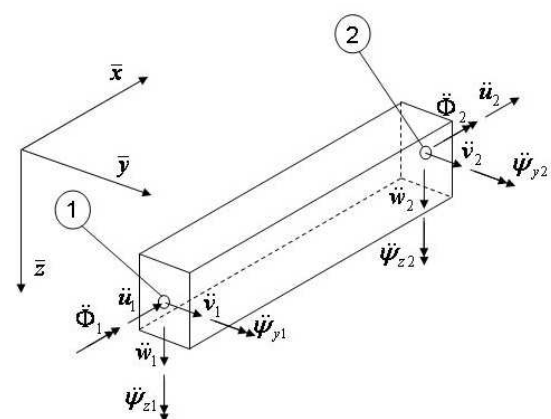


Abbildung 54: 3-dimensionales Balkenelement

3.5.2.5. FEM – Gleichungen und Zeitintegration

Die Bewegungsgleichung für die lineare Strukturmechanik des Ventils ist in Gleichung 82 dargestellt.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D} \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{f} \quad (82)$$

M stellt in dieser Form die Massenmatrix, K die Steifigkeitsmatrix und D die Dämpfungsmatrix der Struktur dar. Die Vektoren $\ddot{\mathbf{q}}$, $\dot{\mathbf{q}}$ und \mathbf{q} stehen für die Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- und Bewegungsvektor. Der Vektor auf der rechten Seite von Gleichung (82), Vektor \mathbf{f} , steht für den Kraftvektor. Für die Berücksichtigung der Dämpfungseffekte wurde eine Formulierung gewählt, die die Dämpfung linear abhängig von Steifigkeits- und Massenmatrix darstellt. Diese Form der Dämpfung wird auch als Rayleighdämpfung bezeichnet. Die Gleichung (82) lässt sich weiter in folgende Form umschreiben:

$$\hat{\mathbf{K}} \cdot \mathbf{q}^{t+\Delta t} = \hat{\mathbf{f}}^{t+\Delta t} \quad (83)$$

Die Matrix \hat{K} wird dabei effektive Steifigkeitsmatrix genannt, und \hat{f} ist der effektive Kraftvektor, der sich wie folgt formulieren lässt:

$$\hat{\mathbf{f}}^{t+\Delta t} = \mathbf{f}^{t+\Delta t} + \mathbf{M} \cdot (a_0 \cdot \mathbf{q}_t + a_2 \cdot \dot{\mathbf{q}}_t + a_3 \cdot \ddot{\mathbf{q}}_t) + \mathbf{D} \cdot (a_1 \cdot \mathbf{q}_t + a_4 \cdot \dot{\mathbf{q}}_t + a_5 \cdot \ddot{\mathbf{q}}_t) \quad (84)$$

Wobei sich die Parameter a_1 bis a_7 folgendermaßen definiert sind:

$$a_0 = \frac{1}{\alpha \cdot \Delta t^2}; \quad a_1 = \frac{\delta}{\alpha \cdot \Delta t}; \quad a_2 = \frac{1}{\alpha \cdot \Delta t} \quad (85)$$

$$a_3 = \frac{1}{2 \cdot \alpha} - 1; \quad a_4 = \frac{\delta}{\alpha} - 1; \quad a_5 = \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right) \quad (86)$$

$$a_6 = \Delta t \cdot (1 - \delta); \quad a_7 = \delta \cdot \Delta t$$

Die Zeitintegration wurde dabei schon in die Gleichung 83 und Gleichung 84 implementiert. Als Zeitintegrationsverfahren wurde ein Newmark Algorithmus gewählt mit den Parametern $\delta = 0,5$ und $\alpha = 0,25$. Für diese Parameter ist das Newmarkschema implizit, unbedingt stabil und weist keine numerische Dämpfung bei einer hohen Genauigkeit auf. Ein Nachteil dieser Parameter ist in der Erhöhung der Oszillationsfrequenz in der numerischen Lösung zu sehen. Um das entstehende Gleichungssystem zu lösen, wurde ein direkter Lösungsalgorithmus mit LU-Dekomposition und Pivoting implementiert. Dieser Algorithmus wurde aus den NAG-Libraries für die Programmiersprache C eingebunden. Genauere Erklärungen zur Finiten Elemente Methode und dem Zeitintegrationsverfahren können aus Zienkiewicz [49] und Newmark [50] entnommen werden.

3.5.2.6. Kontaktmodellierung

Die Modellierung des Kontakts zwischen zwei Bauteilen ist ein komplexes Themengebiet, das meist mit einem intensiven Einsatz von Rechenleistung verbunden ist. Mit der Zielsetzung eine Methode zu entwickeln, die in einem industriellen Entwicklungsprozess einsetzbar ist, wurde eine vereinfachte Behandlung der Kontaktproblematik gewählt. Der erste Schritt für das Modellieren des Kontaktes stellt die Detektion eines Kontakts von Knoten dar. Im erstellten Programm wird dies einmal je Zeitschritt über geometrische Bedingungen abgefragt. Wenn das Ventil die Ventilplatte berührt, wird eine Kontaktkraft unter Berücksichtigung von Trägheits- und Kontakttermen berechnet. Der Kontaktterm ist der den Reaktionsimpuls darstellt ist darin ebenso eine Funktion der Masse und der Geschwindigkeit des Knotens. Dieser Reaktionsimpuls wird mit einem Rücksprungkoeffizienten multipliziert, welcher die Dissipation der Energie während des Aufschlags berücksichtigt. Dieser Rücksprungkoeffizient wurde zuerst aus Literaturquellen mit 0,7 angesetzt, nach einigen Versuchen hat sich aber herausgestellt, dass Werte zwischen 0,75 und 0,85 besser mit gemessenen Ventilkurven korrelieren. Es ist offensichtlich, dass dieses stark vereinfachte Kontaktmodell nicht alle komplexen physikalischen Vorgänge, welche beim Auftreffen des Ventils auf die Ventilplatte auftreten, berücksichtigt. Jedoch hat sich gezeigt, dass dieses einfache Modell über einen großen Bereich von Ventilparametern relativ vernünftige Ergebnisse produziert.

3.5.2.7. Validierung der Simulationsergebnisse

Die Validierung der Simulationsergebnisse wurde mit dem Kalorimeter des CD-Labors durchgeführt. Für das Messen der Ventilbewegung wurde eine spezielle Methode am CD-Labor entwickelt, die in Nagy [51] detailliert beschrieben ist. Ein kurzer Überblick über die Vorgehensweise soll aber auch hier gegeben werden. Die Messung wird mittels eines Laserdopplervibrometers (LDV) durchgeführt, wobei der Laserstrahl mithilfe eines Akrylglasstabs zum Ventil geleitet wird. Der Akrylglasstab ist so ausgeführt, dass er das Gehäuse und die Oberfläche des Saugmufflers möglichst ohne Beeinflussung der Strömung im Saugmuffler durchdringt. Abbildung 55 stellt den Messaufbau dieser Meßmethode dar.

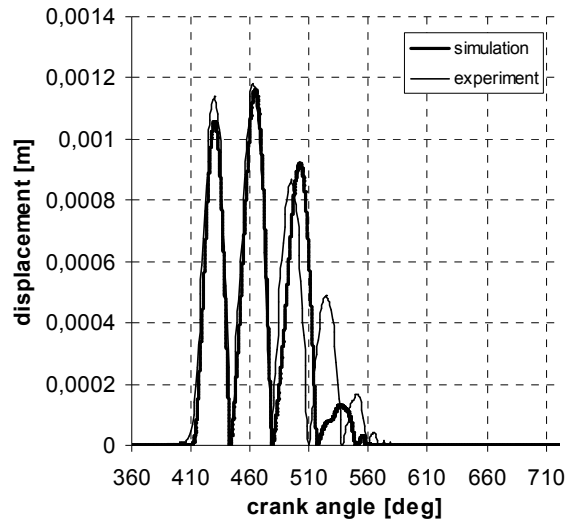
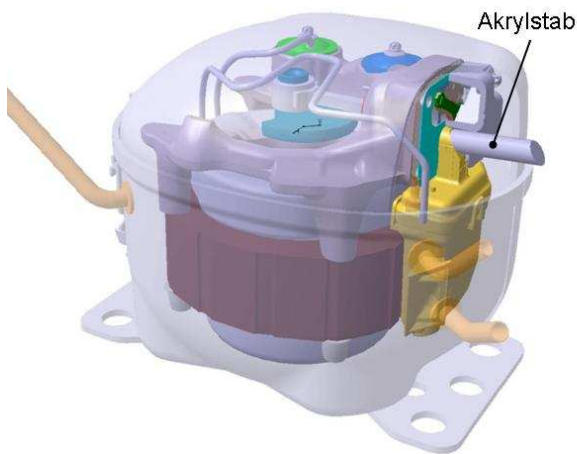


Abbildung 55: Messaufbau für die Messung der Ventildynamik

Abbildung 56: Vergleich Saugventilbewegung Messung und 3-dimensionale Simulation

Für die Validierung des Simulationsmodells wurde das Standard-Saugventil des HTK 55 herangezogen. Abbildung 56 zeigt die Ergebnisse der Messung und der Simulation. Es ist zu erkennen, dass die ersten drei Ventilöffnungen sehr gut wiedergegeben werden. Es sind jedoch auch Unterschiede in den letzten beiden Öffnungsbewegungen zu erkennen. Diese Unterschiede können einerseits aus der Vernachlässigung der Klebkraft für diese Validierung resultieren. Ein anderer, aber

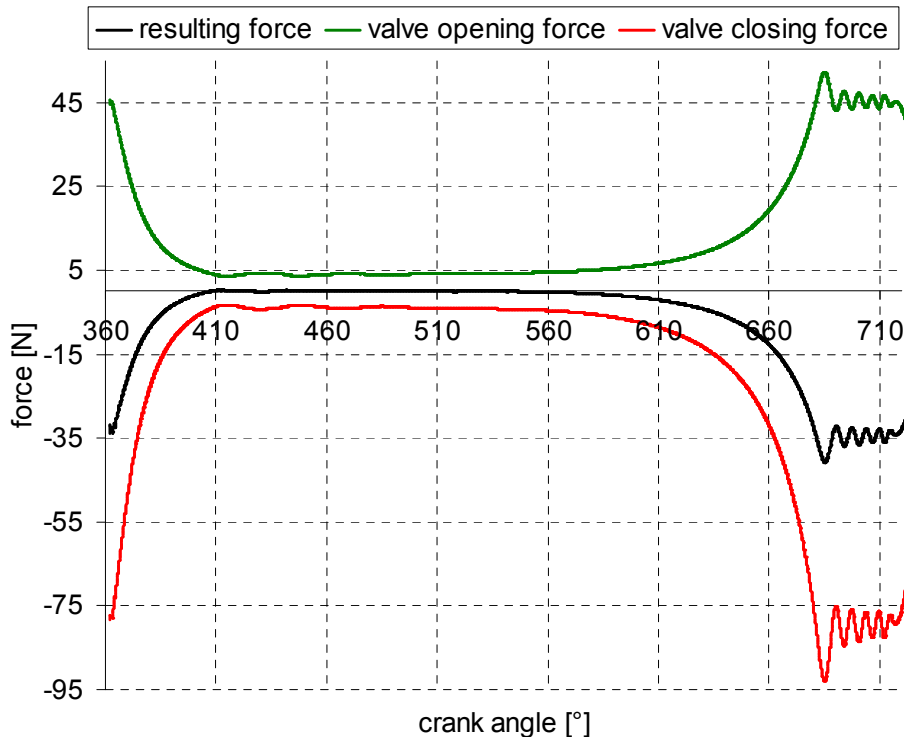


Abbildung 57: Kraft auf der Ventiloberfläche

sehr entscheidender Punkt, der die Vorhersagegenauigkeit der Ventildynamik in den späten Phasen der Ventilöffnung (30 – 40 °KW vor dem unterem Totpunkt) erschwert, sind die geringen Druckdifferenzen, die zu sehr kleinen resultierenden Kräften führen

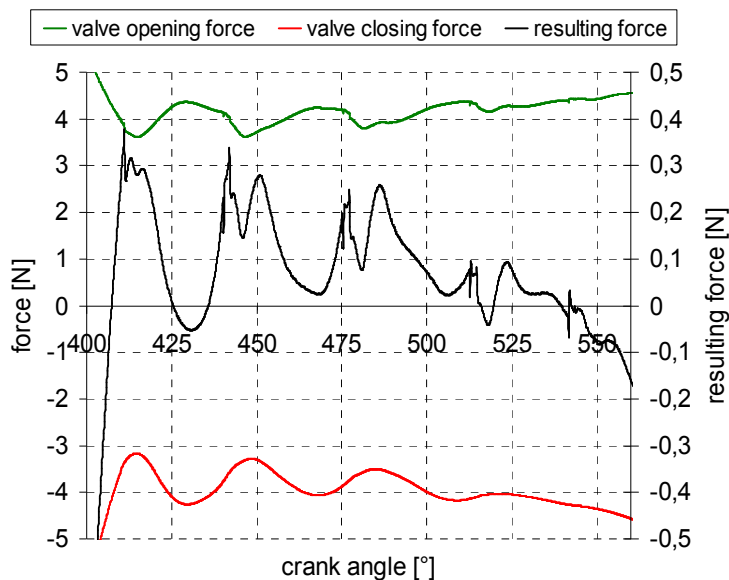


Abbildung 58: Kraft auf der Ventiloberfläche des Saugventils 40 – 200 °KW nach dem oberem Totpunkt

dabei positiv angesetzt. Abbildung 58 gibt einen detaillierten Einblick in die Kraftsituation, wenn das Ventil in seiner Öffnungsphase ist. Für die Validierung kann zusammengefasst werden, dass es mit dieser Methode möglich ist, das Ventil in ausreichender Genauigkeit zu berechnen. Speziell die wichtigen Faktoren wie Ventilöffnungsdauer und die Frequenz des Ventils können sehr gut wiedergegeben werden.

(Abbildung 57 und Abbildung 58).

In Abbildung 57 sind die auf der Saugventiloberfläche wirkenden Kräfte dargestellt. Dargestellt sind die Kräfte, die einerseits in Richtung des Öffnens, andererseits in Richtung des Schließens wirken und schließlich die daraus resultierende Kraft. Die ventilöffnende Kraft wurde

3.5.2.8. Einfluss der wichtigsten Ventilparameter

Die wichtigsten Parameter eines Ventils sind:

- Eigenfrequenz
- Vorspannkraft
- Bohrungsdurchmesser

Um zu erkennen, wie gut die entwickelte Methode auf Veränderungen eines dieser Parameter reagiert bzw. wie gut damit globale Einflüsse (COP, Q_0 und elektrische Leistung) abgebildet werden können, wurde eine Parameterstudie durchgeführt und mit experimentellen Daten validiert. Variiert wurden die Eigenfrequenz des Saugventils, die Vorspannkraft und der Ventildurchmesser. Die Eigenfrequenz beträgt

für den Ausgangsfall ca. 300 Hz, und wurde durch eine Erhöhung der Ventildicke verändert. Die Vorspannkraft konnte im Vergleich zum Standardventil (ca. 0,15N) nur erhöht werden, da aufgrund von Ventilschwingungen während und nach der Schließphase keine Messungen bei einer Verringerung der Vorspannkraft möglich waren. Für die Veränderung des Bohrungsdurchmessers, konnte nur eine Reduktion des Bohrungsdurchmessers durchgeführt werden, da die Konstruktion des Kompressors keine größere Bohrung zulässt. Eine Übersicht über die Veränderungen der Saugventilparameter sind Tabelle 12 zu entnehmen.

Tabelle 12: Variierte Parameter für die Testfälle

natural frequency		pre load force		bore diameter	
Standard	Lowered	Standard	Increased	Standard	Reduced
~ 300 Hz	~ 150 Hz	-0,15 N	-0,25 N	7,8 mm	5,8 mm

Wie bereits erwähnt resultiert die Variation der Saugventilparameter in einer Veränderung der globalen Leistungskennwerte. Im Vergleich wurden die Werte für das Standardventil als Referenzwerte angesehen (100%) und die Abweichungen von diesen Referenzwerten in Prozent in Tabelle 13 dargestellt.

Tabelle 13: Übersicht über Testfälle (dargestellt ist die Abweichung von den Referenzwerten in %)

	natural frequency			pre load force			bore diameter		
	P_{el}	Q_0	COP	P_{el}	Q_0	COP	P_{el}	Q_0	COP
Simulation	-0,63	-1,06	-0,43	-3,77	-7,03	-3,38	-1,94	-4,78	-2,87
Measurement	0,58	-1,24	-1,81	-3,93	-6,58	-3,77	-1,58	-3,78	-3,23

Es ist zu erkennen, dass die Effekte mit guter Näherung mithilfe der Simulation nachgebildet werden können. Der Einfluss der Parametervariation zeigt sich auch im Massenflussverlauf (Abbildung 59) und im Druckverlauf während der Saugphase (Abbildung 60).

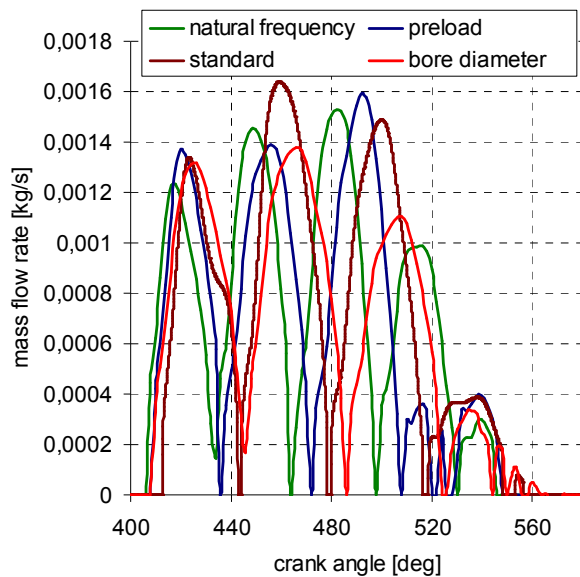


Abbildung 59: Einfluss der Parametervariation auf den Massenfluss

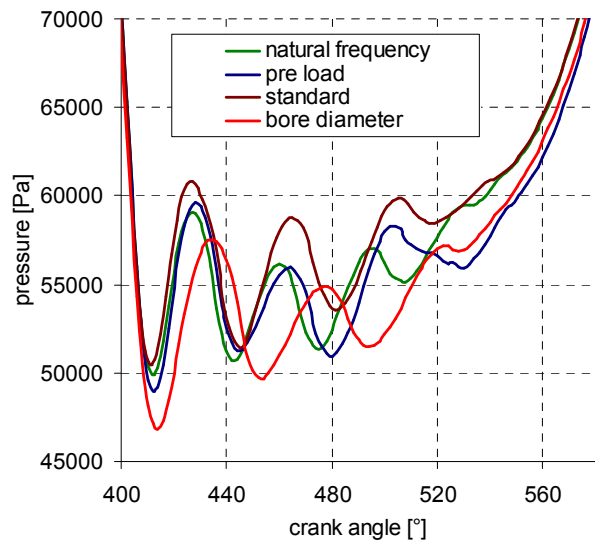


Abbildung 60: Einfluss der Parametervariation auf den Saugdruck

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die entwickelte Methode gut geeignet ist, die Ventilbewegung eines hermetischen Hubkolbenkompressors nachzubilden.

3.5.2.9. Vergleich mit 1 DoF - System

Wie bereits erwähnt, kann das Ventil einerseits als flache Platte, die sich parallel zum Ventilsitz bewegt und mithilfe der Bewegungsgleichung für einen Einmassenschwinger beschrieben wird, oder andererseits mithilfe der vorher beschriebenen Methode der FSI-Kopplung berechnet werden. Wann welche dieser Simulationstechniken verwendet werden kann, soll in diesem Kapitel beschrieben werden. Da der Aufwand sehr unterschiedlich ist und es nicht immer notwendig ist, die Ventile vollständig 3-dimensional darzustellen, werden hier die Entscheidungskriterien aufgelistet.

Der Inhalt dieses Kapitels entspricht inhaltlich der Veröffentlichung [45]:

Lang W., Almbauer R., Nagy D., *“Comparison of two different approaches to model the suction valve dynamics of a hermetic reciprocating compressor“*, Proceedings of the 7th International Conference on Compressor and Coolants, Papiernicka, Slovakia

In Abbildung 61 und Abbildung 62 sind die beiden zu vergleichenden Berechnungsgeometrien dargestellt. Auf der linken Seite ist die Variante „flache –

Platte“ und auf der rechten Seite die detailgetreue Auflösung des Ventils dargestellt. Es ist zu erkennen, dass zur Vereinfachung der Simulation die Vertiefungen im Kolben entfernt worden sind und stattdessen ein ebener Kolben verwendet wurde. Um die Veränderung im Schadraum zu kompensieren, wurde der Abstand zur Ventilplatte so gewählt, dass der Schadraum des Kompressors mit Vertiefung dem ohne Vertiefung entspricht.

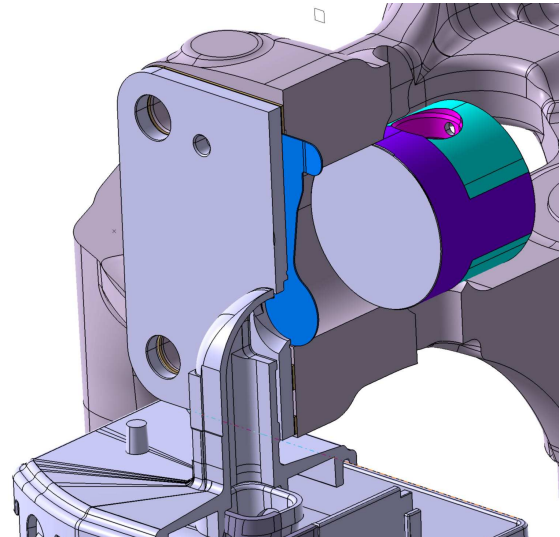
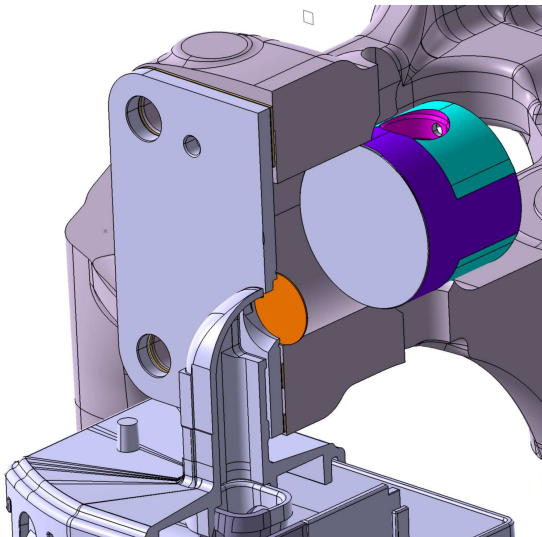


Abbildung 61: Ventil abstrahiert als flache Platte

Abbildung 62: HTK 55 Saugventil

Verglichen werden das p-V - Diagramm während der Saugphase des Kompressors der beiden Varianten, das T-V - Diagramm aber auch der Massenfluss in den Zylinder und die Ventilerhebung.

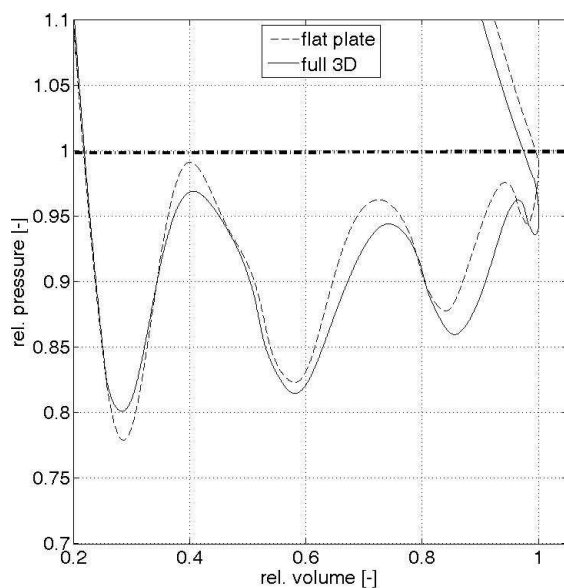


Abbildung 63: Druckverlauf im Zylinder

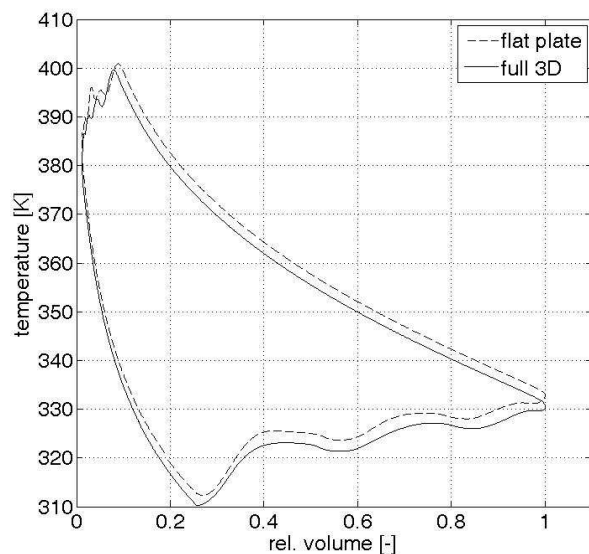


Abbildung 64: Gastemperatur im Zylinder

Vergleicht man die Druckkurven in (Abbildung 63) lässt sich erkennen, dass bei der Modellierung des Ventils als flache Platte der Druckverlust in der Saugphase geringer als bei der vollständigen 3-dimensionalen Modellierung ist. Integriert man diese Verluste über das Volumen, erhält man für den Saugverlust für die Variante „flache Platte“ einen Wert von 1,27 W. Im Vergleich dazu wird bei der vollständigen Simulation ein Druckverlust von 1,44 W berechnet. Bei der Betrachtung des T-V - Diagramms (Abbildung 64) zeigen sich ebenso Unterschiede zwischen den beiden Varianten. Die vollständige 3-dimensionale Simulation weist eine geringere Temperatur während der Saugphase auf, obwohl vom gleichen Zustand expandiert wurde. Der Unterschied hier liegt in den unterschiedlichen Flächen, an denen Wärmeaustausch stattfinden kann. Vergleicht man die Ventilerhebungskurven der beiden Varianten, sind die Unterschiede nicht sehr groß, siehe Abbildung 65. Die ersten drei Ventilerhebungen sind beinahe ident, es stimmen sowohl die Ventilfrequenz als auch die Dauer der Ventilöffnung sehr gut überein.

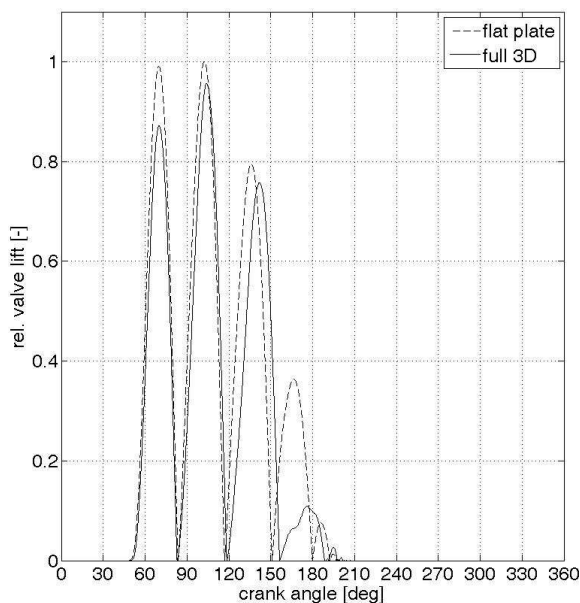


Abbildung 65: Vergleich der Ventilerhebungskurven

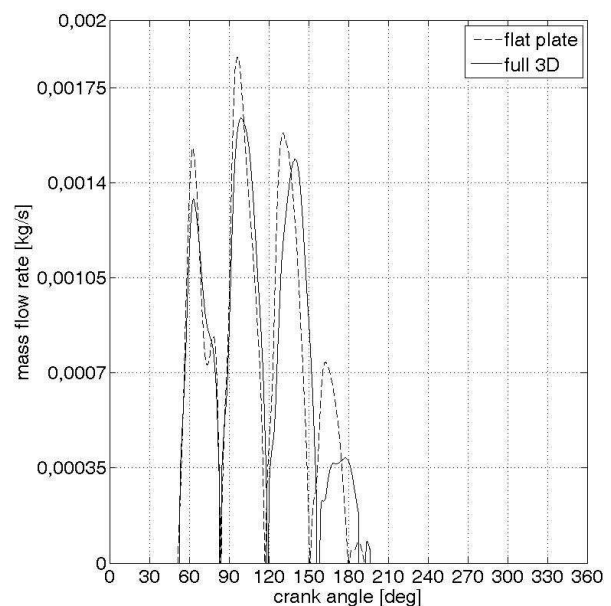


Abbildung 66: Vergleich der einströmenden Massenflüsse

Beim Vergleich der Massenströme zeigt sich, dass die Variante „flache Platte“ einen um 1,2 Prozent höheren Massenstrom als die vollständige 3-dimensionale Simulation aufweist. Weitere Unterschiede in den Simulationsvarianten sind zu erkennen, wenn Strömungssituationen zu unterschiedlichen Zeitpunkten im Zylinder betrachtet werden.

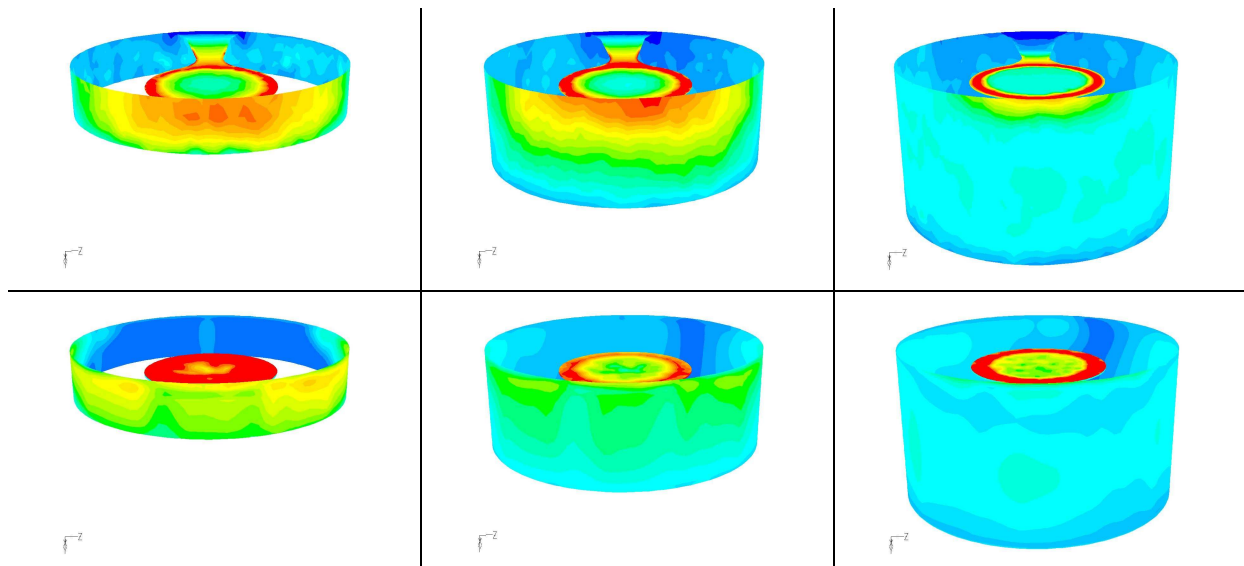


Abbildung 67: lokale Wärmeübergangszahlen (60°KW)

Abbildung 68: lokale Wärmeübergangszahlen (90°KW)

Abbildung 69: lokale Wärmeübergangszahlen (120°KW)

Durch die unterschiedlichen Einströmbedingungen ändert sich auch die Verteilung der Wärmeflüsse. In Abbildung 67, Abbildung 68 sowie Abbildung 69 sind die lokalen Wärmeübergangszahlen für drei verschiedene Kurbelwellenpositionen dargestellt. Zu erkennen ist, dass sich bei der Variante „flache Platte“ die Wärmeübergänge gleichmäßiger über den Zylinder verteilen als bei der Variante der vollständigen 3-dimensionalen Simulation, bei der regelrechte „hot spots“ an der Einströmseite des Zylinders zu erkennen sind.

Zusammenfassend zeigt der Vergleich, dass für die Untersuchung der Ventilbewegungen, keine vollständige 3-dimensionale Simulation notwendig ist. Die vereinfachte Variante produziert ähnliche Ergebnisse für die Ventilbewegung und den Massenstrom mit einem geringeren Rechenaufwand. Sollen jedoch zusätzlich die örtlich unterschiedlichen Wärmeübergänge betrachtet werden, empfiehlt sich eine vollständige 3-dimensionale Betrachtung, da sonst die lokalen Effekte nicht genügend genau aufgelöst werden.

3.5.3. Thermische Betrachtung des Kompressors

Von entscheidender Bedeutung für die Analyse der Thermodynamik in einem hermetischen Kolbenkompressor, ist die Möglichkeit die Wärmeflüsse von- und zu den einzelnen Komponenten quantifizieren zu können. Dafür ist es neben der Beschreibung der örtlich und zeitlich schwankenden Strömungszustände des

Kältemittels auch notwendig die Wärmeströme in den Bauteilen in die Bewertung mit einzubinden. In diesem Kapitel soll ein Überblick über die in der Literatur beschriebenen Möglichkeiten zur Berechnung der Temperaturen und Wärmeflüsse der Kompressorbauteile gegeben werden. Darauf folgt die detaillierte Darstellung der für diese Arbeit gewählten Vorgehensweise.

3.5.3.1. Stand der Technik bei der thermischen Betrachtung von Kompressorbauteilen

In der Literatur sind viele Forschungsarbeiten zum Thema der thermischen Untersuchung und Berechnung von Kompressoren vorhanden. Hier soll nur kurz auf die relevantesten Arbeiten zu diesem Thema eingegangen werden. Grundsätzlich gliedern sich die Möglichkeiten in zwei Gruppen.

- Messtechnische Untersuchung des thermischen Verhaltens
- Simulationstechnische Untersuchung des thermischen Verhaltens

Ad.: Messtechnische Untersuchung des thermischen Verhaltens

Die messtechnische Erfassung des thermischen Verhaltens in einen Kompressor ist ein wichtiger Bestandteil der Kompressorenforschung. Die wohl gebräuchlichste Form, das thermische Verhalten zu beschreiben, ist die Messung mithilfe von Thermoelementen. Thermoelemente haben den Vorteil, dass sie sehr klein sind und es daher sehr einfach ist sie an verschiedenen Bauteilen des Kompressors zu applizieren. Nachteile sind aber die beschränkte Genauigkeit und ihre thermische Trägheit. Aufgrund dieser Trägheit ist es nicht möglich den stark instationären Verlauf der Gastemperatur in einem bestimmten Punkt des Kompressors wiederzugeben. Morriesen [52] erfasste mithilfe eines Feindraht Thermoelements den instationären Verlauf der Kältemitteltemperatur in einem Punkt des Saugmuffler. Diese Meßmethode ist jedoch sehr aufwendig und der Feindraht ist sehr empfindlich. Zur Bestimmung der Wärmeflüsse innerhalb eines Kompressors wurden von Dutra [53] Wärmeflussensoren eingesetzt. Die Wärmeflüsse wurden verwendet um daraus Wärmeübergangszahlen zu berechnen, welche als Randbedingungen für Simulationen verwendet wurden. Nachteil dieser Wärmeflussensoren ist ihr relativ großer Platzbedarf, weshalb sie auch nur sehr selten eingesetzt werden. Thermoelemente und

Wärmeflussensoren geben nur punktuell oder kleinflächig Informationen über das thermische Verhalten des Kompressors wieder, für eine Darstellung der Temperaturverteilung im gesamten Kompressor wurde von Dutra [53] eine Thermokamera verwendet. Nachteil dieser Kamera ist es, dass lediglich Oberflächentemperaturen der Kompressorbauteile gemessen werden aber nicht die Temperatur des Kältemittels.

Ad.: Simulationstechnische Untersuchung des thermischen Verhaltens

Die simulationstechnische Erfassung der thermischen Effekte innerhalb eines hermetischen Kolbenkompressors wurde z.B. von Ooi [17] mit dem vereinfachten Ansatz eines thermischen Netzwerks berechnet. Mit Hilfe von in der Literatur beschriebenen Beziehungen für den Wärmeübergang bestimmt er die Temperaturen von diskreten Massen, die in Summe den Kompressor darstellen. Diese Möglichkeit ist deshalb von Bedeutung, da sie auch auf Änderungen im Kompressordesign reagieren kann und nicht allein von experimentell ermittelten Eingabewerten abhängig ist. Almbauer [35] und Abidin [24] erweitern diesen Ansatz und kombinieren die Berechnung der Bauteile mit einem 0/1-dimensionalen Berechnungsprogramm für die Strömung und den thermischen Zustand des Kältemittels. Wie in Abidin [24] beschrieben, zeigt sich, dass dieses Modell in der Lage ist, Temperaturen im Inneren des Kompressors auch bei extremen Veränderungen der Randbedingungen mit einer zufriedenstellenden Genauigkeit nachzubilden. Jedoch erkauft man sich diesen Gewinn an Genauigkeit mit einer deutlich erhöhten Simulationsdauer im Vergleich zu einer thermischen Netzwerksimulation. Ribas [54] beschreibt die Möglichkeit, die Temperaturen der Kompressorbauteile mithilfe eines sogenannten Hybridansatzes zu berechnen. Dabei werden globale Wärmebeziehungen in eine 3-dimensionale Simulation als Quellen eingebracht. Die Berechnung der Temperaturverteilung innerhalb der Kompressorbauteile übernimmt das 3-dimensionale – Berechnungsprogramm. Die Methode, die in dieser Arbeit vorgestellt wird, lehnt sich stark an das von Abidin [55] präsentierte Vorgehen an. Abidin verwendet eine sogenannte „Decoupling Methode“. Dabei werden die Bauteile getrennt vom Fluidbereich berechnet. Die Ergebnisse der Fluidberechnung werden als Randbedingungen für die Bauteile verwendet. Für den Bauteilbereich wird eine

stationäre Temperaturverteilung berechnet, die wieder als Randbedingung zurück an das CFD – Rechengebiet übertragen werden. Diese Schleife wird so lange wiederholt bis sich die Bauteiltemperaturen nicht mehr ändern und sich im Fluidbereich ein zyklisch eingeschwungener Zustand einstellt. Diese Methode führt zu relativ guten Ergebnis, jedoch werden dabei keine lokalen Effekte, wie z.B.: lokal unterschiedliche Wärmeflüsse, usw. berücksichtigt. Die nun nachfolgend vorgestellte Erweiterung dieser Methode versucht diese Effekte zu berücksichtigen.

3.5.3.2. Thermische Simulationsstrategie

Wie in Abidin [55], wird auch hier eine getrennte Betrachtung von festen Bauteilen und dem Fluid vorgenommen. Die Methode der Trennung der Berechnungsgebiete kann die unterschiedlichen Zeitkonstanten bei Temperaturveränderungen der beiden Berechnungsgebiete gut abbilden. Im Bereich der Gasdynamik im Kompressor werden Zeitschrittweiten von $1,0^\circ \text{ KW}$ ($5,65e-5 \text{ s}$) bis hin zu $0,1^\circ \text{ KW}$ ($5,65e-6 \text{ s}$) verwendet. Je nachdem, ob eines der Ventile gerade geöffnet ist oder nicht. Diese sehr kleinen Zeitschritte sind notwendig, um eine konvergentes Ergebnis zu erreichen. Sie resultieren jedoch aufgrund des Lösens der Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls, Energie und Turbulenz in sehr langen Rechenzeiten. Für die Berechnung einer Umdrehung sind auf einem 8-Prozessor Computer zirka 2,5 Tage notwendig (Anzahl der Zellen des Fluidbereichs zirka 500.000). Für die Berechnung der Bauteile kommen andere Probleme zum Tragen. Die thermische Trägheit des Materials führt im realen Betrieb zu Aufwärmphasen von zirka 45 Minuten. Daraus ergibt sich, dass eine gemeinsame Betrachtung beider Rechengebiete mit den gleichen Zeitschrittweiten nicht durchführbar ist. Wie auch bei Abidin [55] wird hier zuerst die Berechnung des Fluidbereichs für einen Zyklus durchgeführt und danach werden die hieraus erhaltenen räumlich und zeitlich unterschiedlichen Wärmeströme als Randbedingungen für die Berechnung der Temperaturverteilung innerhalb der Struktur verwendet. Sobald für die Struktur ein konvergentes Temperaturprofil vorliegt, werden die erhaltenen Temperaturen an den Oberflächen wieder an die Strömungsberechnung übergeben, um die Berechnung fortzusetzen. Dieser iterative Prozess wird solange durchgeführt bis sich die Temperaturen der Struktur nicht mehr ändern. Da bei einer gesonderten Betrachtung der beiden Rechengebiete für den Strukturbereich lediglich die

Wärmeleitgleichung gelöst werden muss, führt das zu kurzen Rechenzeiten. Um nun auch Effekte der lokalen Ungleichverteilung von Wärmeflüssen, wie sie in Kapitel 3.5.2.9 bereits beschrieben wurden, zu implementieren, wurde von der Berechnung mit zusammengefassten Mittelwerten für Oberflächenteile des Strukturbereichs, wie in Abidin [55] durchgeführt, abgewichen und zellaufgelöste Wärmeströme verwendet. Für die Berechnung der Aufwärmung in der Struktur können deutlich größere Zeitschrittweiten (10 – 20 mal so groß) verwendet werden als es für die gasdynamische Betrachtung (Zeitschrittweiten von $5,65e-6$ s bis $5,65e-5$ s) der Fall ist. Damit liegen die Berechnungszeiten für die Struktur (Zellanzahl für den Strukturbereich zirka 150.000) für einen Zyklus unter einer Minute. Bei der Verwendung der Zeitschrittweite der Strömungsberechnung würde die Berechnungszeit für die Aufwärmung der Struktur trotzdem bei Monaten liegen. Deshalb wird hier folgende Vorgangsweise verfolgt. Um die Aufwärmung zu beschleunigen, wird in der Aufwärmphase die spezifische Wärmekapazität des Materials um den Faktor 1000 verringert. Sobald sich ein konvergentes Temperaturprofil eingestellt hat, wird die spezifische Wärmekapazität schrittweise an den tatsächlichen Wert angenähert. Dadurch ist es möglich nach nur 2 – 3 Tagen die Temperaturverteilung in der Struktur zu berechnen. In Abbildung 70 sind nun nachfolgend die genauen Schritte dieser Methode und auch der iterative Prozess in Form eines Flussdiagramms dargestellt.

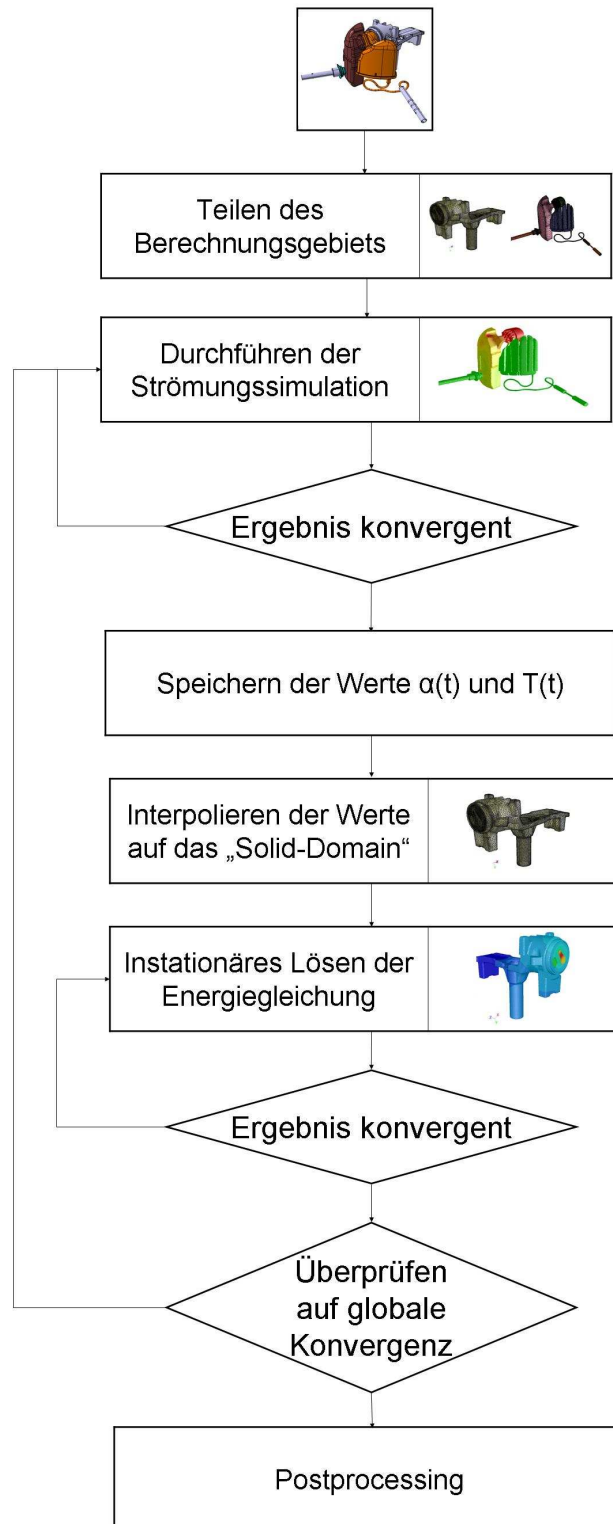


Abbildung 70: Vorgehensweise zur Berechnung der Temperaturverteilung im Kompressor
 Die Vorgehensweise wurde im Zuge des Entwicklungsprozesses des δ -Kompressors erstellt. Die Simulationmethodik startet damit, dass das Berechnungsgebiet der Struktur und der Strömung getrennt und anschließend vernetzt wird. Danach wird eine transiente Strömungssimulation des Fluidbereichs durchgeführt, bis ein konvergentes

Strömungs- und Temperaturfeld erreicht wird. Für einen konvergenten Zyklus werden dann die Profile für die Wärmeübergangszahlen und für die Temperaturverteilungen im Fluid abgespeichert. Dann wird aus diesen Ergebnissen für die Berechnung der Temperaturverteilung in der Struktur der transiente Wärmestrom über jede eizelne Zelloberfläche hergeleitet. Die transienten Wärmeströme werden dann auf die Strukturoberflächen interpoliert. Mit diesen transienten Randbedingungen, wird dann die Struktur solange berechnet, bis sich auch hier ein konvergentes Temperaturfeld einstellt. Abschließend wird noch überprüft, wie stark sich die Temperatur der Struktur während dieser Iteration geändert hat. War die Änderung größer als ein vorgegebener Grenzwert (0,25K), müssen die neu berechneten Temperaturen der Strukturoberflächen wieder an das Strömungsgebiet übergeben werden und die ganze Prozedur muss noch einmal wiederholt werden. Wird der Grenzwert an allen Oberflächen nicht überschritten, ist von einer konvergenten Lösung auszugehen und die Daten können ausgewertet werden.

4. Anwendung der Methodik auf den δ -Kompressor

In den vorangegangenen Kapiteln, ist auf die theoretischen Grundlagen des Kältekompessors sowie die Probleme bei der Simulation eines Kältekompessors eingegangen worden. Die Strategie und die neu entwickelten Methoden, die notwendig sind, um einen hermetischen Hubkolbenkompressor zu simulieren, wurden vorgestellt und validiert. In diesem Kapitel steht die Anwendung der erstellten Methoden auf den in Entwicklung befindlichen δ -Kompressor im Mittelpunkt. Die erstellten Methoden wurden im Vorfeld für den HTK 55 Kompressor validiert, deshalb werden in diesem Kapitel hauptsächlich Simulationsergebnisse dargestellt. Da der δ -Kompressor einige revolutionäre thermodynamische Neuerungen beinhaltet, wird hier kurz auf die veränderte Konstruktion verschiedener Baugruppen und die Gründe für diese Modifikationen eingegangen. Danach werden die Randbedingungen, welche für die Simulation erforderlich sind, beschrieben. Abschließend wird der Kompressor thermodynamisch analysiert und die Energieflüsse innerhalb des Kompressors dargestellt.

4.1. Bauteile des δ -Kompressors

4.1.1. Saugmuffler

Die Neuerungen im Ansaugbereich des Kompressors zielen darauf ab, das Kältemittel so kalt wie möglich in den Zylinder zu führen. Abbildung 71 zeigt die Saugstrecke des Kompressors, daneben ist der neu entworfene Saugmuffler (Abbildung 72) dargestellt.

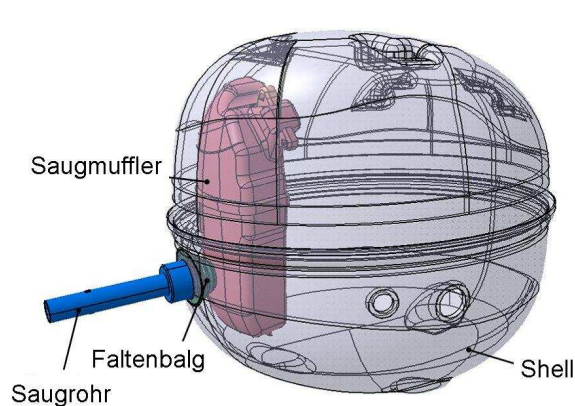


Abbildung 71: Saugstrecke des δ -Kompressors

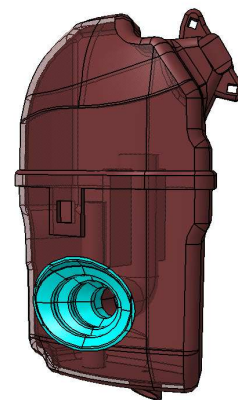


Abbildung 72: Saugmuffler des δ -Kompressors

Eine Neuerung der Saugstrecke ist das zwischen Gehäuse und Saugrohr eingelötete Rohr aus austenitischem rostfreien Stahl. Der Zweck dieses Rohrs ist es den Wärmefluss vom Gehäuse in das Saugrohr und damit in das einströmende Kältemittel zu verringern. Eine weitere Neuerung ist die Verringerung der Durchmischung der einströmenden Masse mit dem Kältemittel im Kompressorgehäuse. Im Vergleich zum HTK 55 – Kompressor (siehe Abbildung 9), wo das Kältemittel ohne direkte Verbindung zum Saugmuffler geführt wurde, wird nun das Kältemittel direkt aus dem Saugrohr mithilfe eines Faltenbalgs in den Saugmuffler geleitet. Der Faltenbalg besteht aus PBT (Polybutylene Terephthalate) und dient nicht nur dazu, die Vermischung des Kältemittels mit dem warmen Gas aus dem Kompressorgehäuse zu verhindern, sondern wirkt sich auch positiv auf das Geräuschverhalten des Kompressors aus. Weiters wurden der Auslass des Saugmufflers modifiziert, um die Strömungsverluste während der Ansaugphase des Kompressors so gering wie möglich zu halten. Die Ergebnisse dieser Bemühungen sind Abbildung 73 ersichtlich.

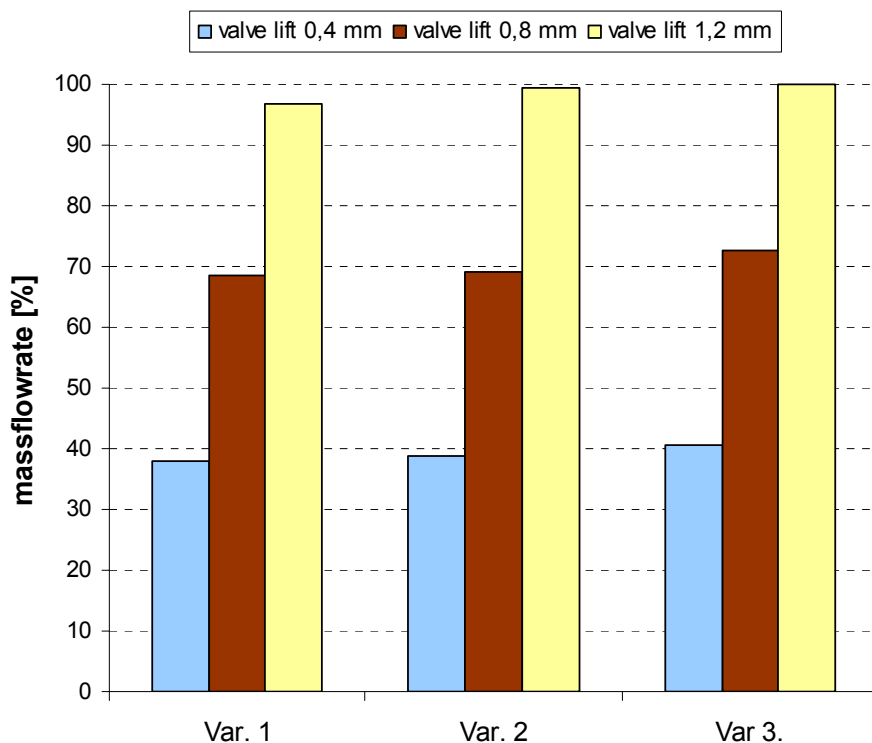


Abbildung 73: Untersuchung des Auslasses von Saugmufflervarianten

Zu erkennen ist der Massenfluß von verschiedenen Varianten des Saugmufflerauslasses. Die für den δ -Kompressor entwickelte Variante (Var. 3) erreicht für alle drei Ventilstellungen die höchsten Massenflusswerte, was bei

gleichbleibenden Querschnittsflächen für Ein- und Auslass auf eine Verringerung der Strömungsverluste rückschließen lässt.

4.1.2. Druckstrecke

Die wohl revolutionärsten Veränderungen im Kompressor sind im Bereich der Druckstrecke vorgenommen worden. In der Abbildung 74 ist der Druckmuffler des δ -Kompressor dargestellt.



Abbildung 74 Druckmuffler

Im Vergleich zum HTK 55 Kompressor ist hier eine Trennung der Druckstrecke vom Zylindergehäuse ersichtlich. Dadurch wird eine unnötige Aufheizung des Zylindergehäuses vermieden. Die größte Revolution ist jedoch das Material aus dem der Druckmuffler besteht. Er ist aus zwei Kunststoffteilen aufgebaut, die miteinander verschweißt sind. Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Kunststoffes kommt es zu einem deutlich reduzierten Wärmefluss vom heißen Kältemittel hin zum Gas im Gehäuse. Das hat zur Folge, dass die Aufheizung während der Kompression reduziert wird. Neben dem Druckmuffler besteht auch die Serpentine aus Kunststoff, die durch ein speziell entwickeltes Verbindungselement mit dem Druckrohr verbunden ist. Durch diese nahezu totale thermische Entkopplung der Druckstrecke vom restlichen Kompressor wird erreicht, dass die Wärmeflüsse vom und zum Kältemittel im δ -Kompressors auf ein Minimum reduziert werden. Neben dem thermodynamischen Effekt bei der Auslegung der Druckstrecke, müssen natürlich auch die Druckpulsationen, welche beim Ausschieben des Kältemittels aus dem Zylinder entstehen, gedämpft werden. Wie stark diese Dämpfung ausfällt ist in Abbildung 75 ersichtlich. Zusätzlich zu den Simulationsergebnissen sind hier auch Ergebnisse aus Experimenten eingezeichnet.

Im Vergleich zum HTK 55 Kompressor ist hier eine Trennung der Druckstrecke vom Zylindergehäuse ersichtlich. Dadurch wird eine unnötige Aufheizung des Zylindergehäuses vermieden. Die größte Revolution ist jedoch das Material aus dem der Druckmuffler besteht. Er ist aus zwei Kunststoffteilen aufgebaut, die miteinander verschweißt sind. Aufgrund der geringen

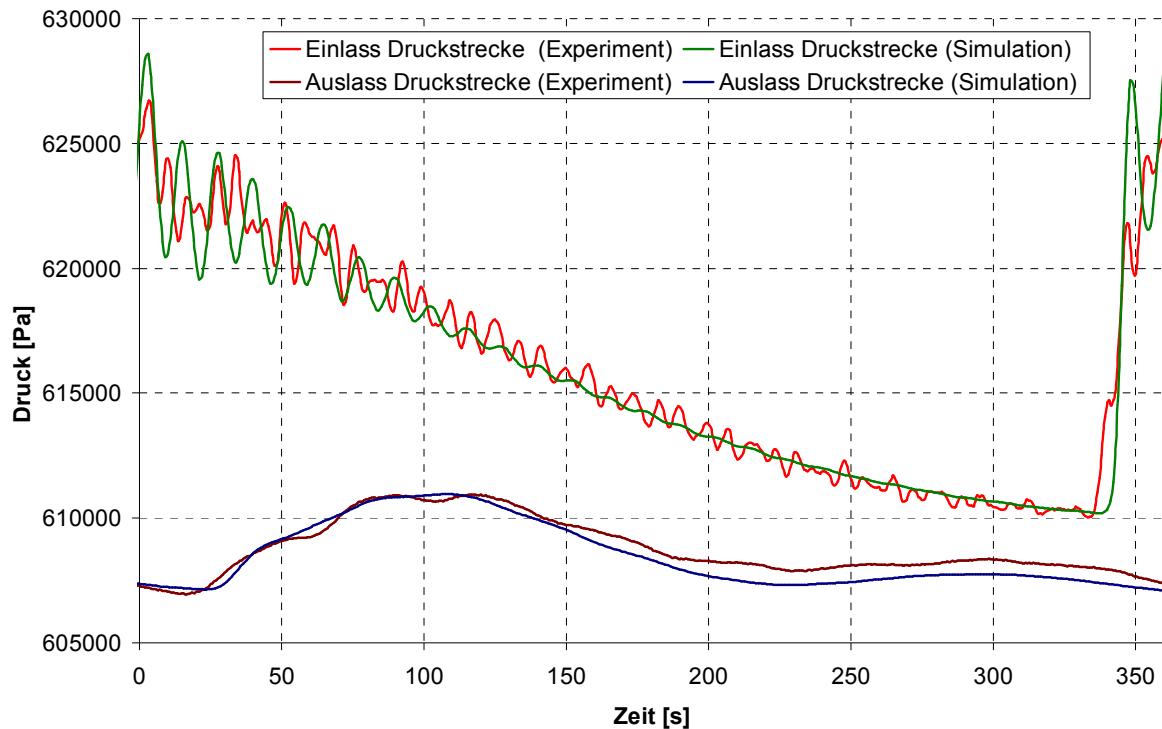


Abbildung 75: Druckpulsationen in der Druckstrecke des δ -Kompressors

Dargestellt ist die Druckpulsation beim Einlass der Druckstrecke (in der ersten Kammer des Druckmufflers) und beim Auslass der Druckstrecke (nach der Serpentine). Direkt nach dem Öffnen des Druckventils, steigt der Druck durch die einströmende Masse am Einlass der Druckstrecke stark an. Diese Drucküberhöhung von ca. 19000 Pa (ausgehend von 608000 Pa Gegendruck) klingt dann im Laufe des Zyklus wieder ab. Die Druckpulsation erreicht den Auslass der Druckstrecke ca. 20 – 30 °KW nach OT und wird durch die Dämpfungsmaßnahmen (dissipativ und reflektiv) auf einen Amplitudenwert von 2500 Pa reduziert.

4.1.3. Zylindergehäuse

Auch beim Zylindergehäuse wurden einige thermodynamische Neuerungen realisiert. In Abbildung 76 bzw. Abbildung 77 sind das Zylindergehäuse sowie die komplette Gasstrecke des Kompressors dargestellt. Wie aus der Konstruktion zu erkennen ist, wurde versucht die Oberfläche des Zylindergehäuses zu minimieren. Der Grund dafür ist die Reduktion des Wärmeflusses in das Kältemittel im Gehäuse. Weiters wurde die Ventilplatte nicht mehr großflächig auf dem Zylindergehäuse montiert, sondern auch hier wurden die Kontaktflächen reduziert, um die Wärmeflüsse zu minimieren. Der

Saugmuffler wird außerdem nicht mehr über Bohrungen in der Ventilplatte, sondern über zwei vom sogenannten „Clamping Element“ herausragenden Zapfen positioniert.

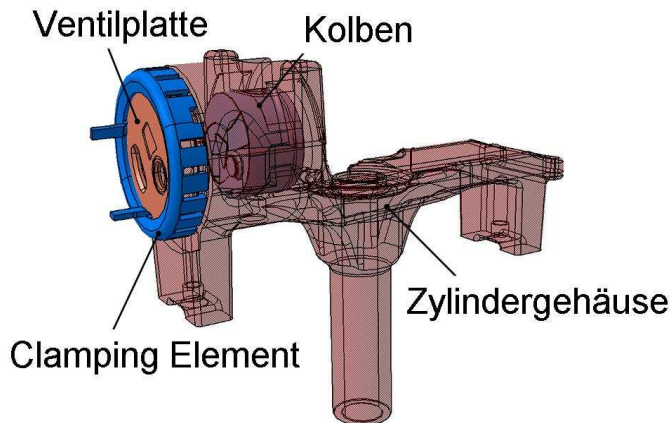


Abbildung 76: Zylindergehäuse

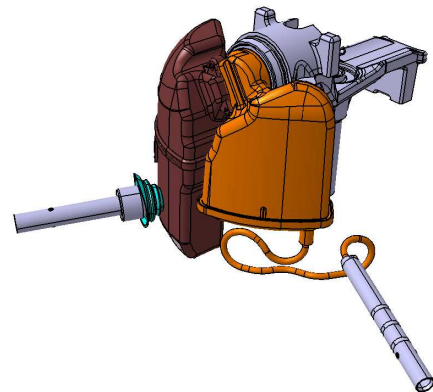


Abbildung 77: Gasstrecke des δ -Kompressors

4.2. 3-dimensionales – Berechnungsgebiet und Randbedingungen

Die Entscheidung über die Größe des Berechnungsgebiets ist bei jeder Simulation wichtig. Sie muss mit Bedacht gewählt werden, da sie sich entscheidend auf die Rechenzeit auswirkt und starken Einfluss auf die Ergebnisse der Berechnung hat.

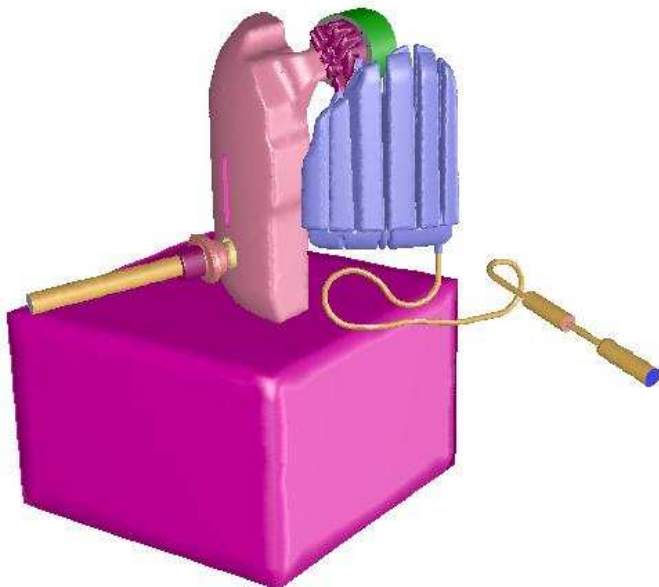


Abbildung 78: 3-dimensionales Rechengebiet für den δ -Kompressors

Bei zu starker Reduzierung des Berechnungsgebietes kann es vorkommen, dass Effekte, die in Realität entscheidenden Einfluss auf die Physik haben, fehlen. Für die Analyse des δ -Kompressors wurde entschieden, das gesamte Strömungsgebiet des Kompressors 3-dimensional zu betrachten. Das Gehäuse wird dabei aber, um die Zellanzahl zu reduzieren, nicht

geometrisch voll aufgelöst, sondern durch ein würfelförmiges Ersatzvolumen mit demselben Volumen ersetzt (dargestellt in Abbildung 78). Für das bewegte Gitter

(Moving – Mesh) wird die in Kapitel 3.5.2.1 vorgestellte Strategie verwendet, um die Zellanzahl während der Berechnung in einem vertretbaren Bereich zu halten. Die Temperaturen an den Rändern des Berechnungsgebiets werden mit der Methode, wie in Kapitel 3.5.3.2 beschrieben, bereitgestellt. Um die Rechenzeit so gering wie möglich zu halten, wurde das Druckventil nur als flache Platte, die sich parallel zur Ventilplatte bewegt, modelliert. Die Bewegung wird mithilfe der Bewegungsgleichung eines Einmassenschwingers (beschrieben in Kapitel 3.3.2) dargestellt. Diese Einschränkung wirkt sich nicht allzu stark auf die Ergebnisse aus, da die Bewegung des Druckventils nicht so komplex wie die des Saugventils ist und sie mit dieser vereinfachten Betrachtung ausreichend gut nachgebildet werden kann. Für die Simulation wird der „pressure-based“ Löser des Programmpakets Fluent 12.1 verwendet. Die Turbulenz im Strömungsgebiet wird mithilfe des RNG k - ϵ Modells berücksichtigt und der Einfluss der Wand wird mit der Standard-Wandfunktion berechnet. Der Zeitschritt wird über eine variable Zeitschrittsteuerung in Abhängigkeit von der Ventilstellung ausgewählt. Sind die Ventile geschlossen, wird ein Zeitschritt von 0,25 °KW verwendet. Bei offenen Ventilen wird der Zeitschritt auf 0,1 °KW reduziert, um ein konvergentes Ergebnis zu erreichen. Implementiert wurde diese Zeitschrittsteuerung mithilfe einer benutzerdefinierten Funktion (UDF).

4.3. Analysen

Das Kapitel Analyse beschäftigt sich mit der Ausarbeitung der mithilfe der entwickelten Simulationsstrategien erhaltenen Daten. Abidin [19] führte in seiner Arbeit eine Analyse der Verluste und eine Auswertung der Energieflüsse für einen HTK 95 Kompressor durch. Um einen Vergleich mit den dort beschriebenen Verlusten und Energieflüssen zu ermöglichen, werden hier neben den Absolutwerten der Verluste auch die Werte bezogen auf den Massenfluss dargestellt. Für die Analyse wurde das p-V-Diagramm sowie das T-V – Diagramm des Kompressors gewählt. Weiters werden nachfolgenden auch die wichtigsten Energieflüsse der beiden Kompressoren aufgelistet und dadurch die erreichten Verbesserungen des δ -Kompressors gegenüber dem HTK 95 Kompressor verdeutlicht.

4.3.1. Druckverlauf

Wie schon in vorangegangenen Kapitel verwendet, stellt auch hier für die Analyse des Kompressors das p-V – Diagramms der wichtigste Werkzeug dar. Für den δ -Kompressor ist das p-V- Diagramm in Abbildung 79 ersichtlich. Eine wichtige Größe, die dem Diagramm entnommen werden kann, ist die indizierte Arbeit. Diese lässt sich durch die eingeschlossene Fläche der p-V – Kurve darstellen welche sich wie folgt bestimmen lässt.

$$W_i = \oint p \cdot dV \quad (87)$$

Führt man diese Integration durch ergibt sich eine indizierte Arbeit von 0,693 J/Zyklus. Bei einer Netzfrequenz von 50 Hz ergibt sich eine Drehzahl des Kompressors von 2950 U/min. Mit einer Zyklusdauer von ca. 0,02 s lässt sich dann eine innere Kompressorleistung von 34,67 Watt bestimmen.

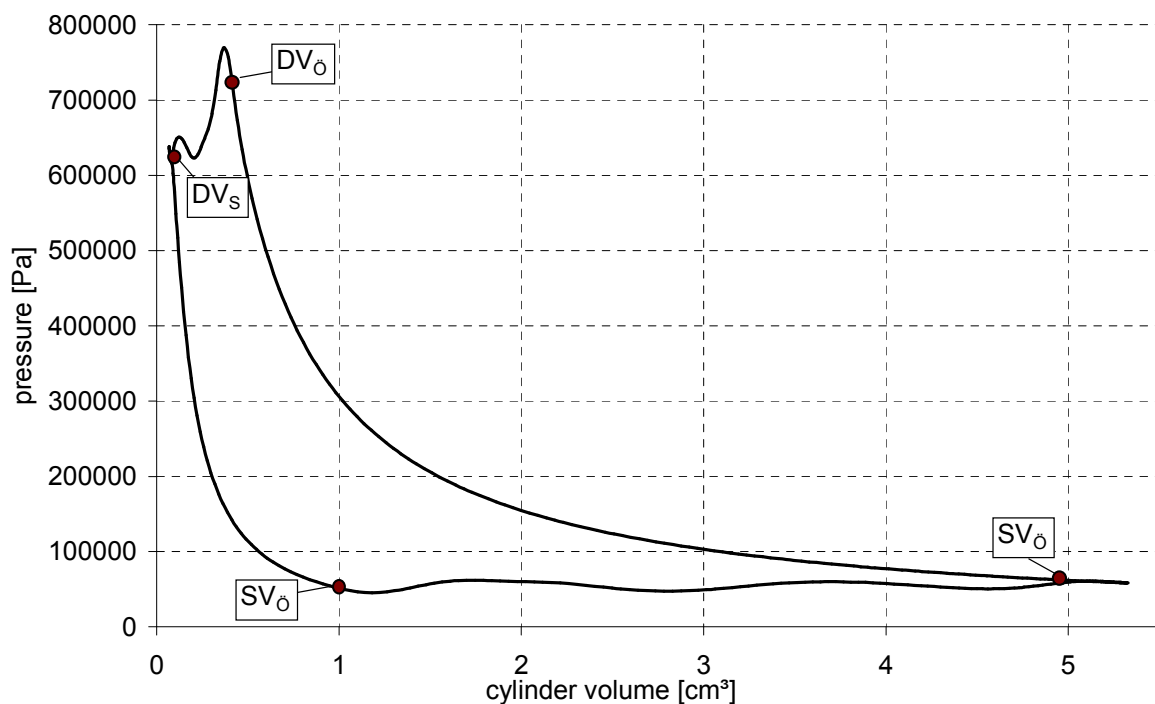


Abbildung 79: p-V – Verlauf des δ -Kompressor

Durch zusätzliche Druckmesspunkte vor dem Saugventil und nach dem Druckventil, kann der Verlust des Saug- bzw. des Druckventils bestimmt werden.

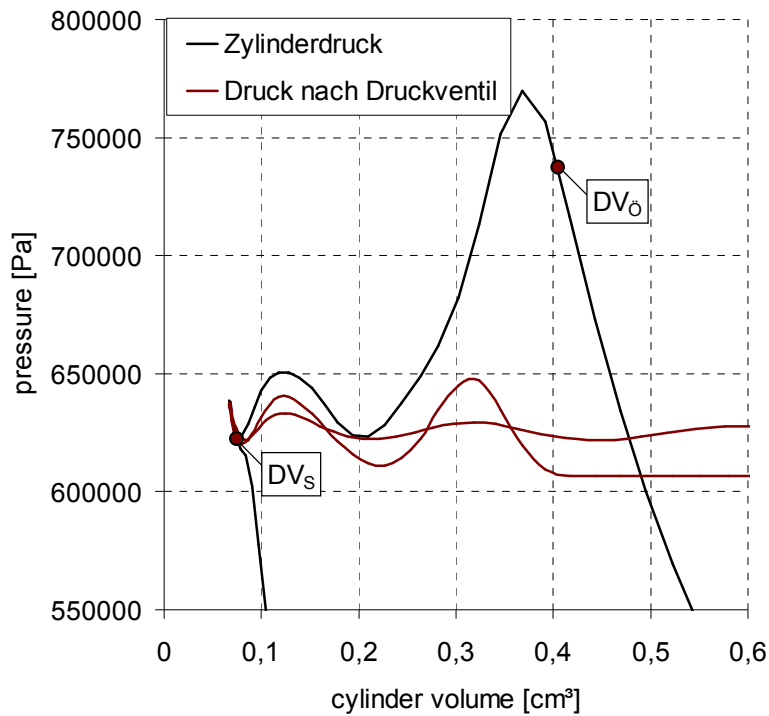


Abbildung 80: p-V-Kurve Hochdruckteil

Der Druck im Saumuffler, also vor dem Saugventil, abfällt. Gleiches gilt für die Auslassseite. Der Druck im Druckmuffler unmittelbar nach dem Druckventil steigt beim Öffnen des Druckventils an, gleichzeitig fällt der Druck im Zylinder dabei ab. In

Abbildung 80 ist der Druckabfall durch das Saugventil und in Abbildung 81 der durch

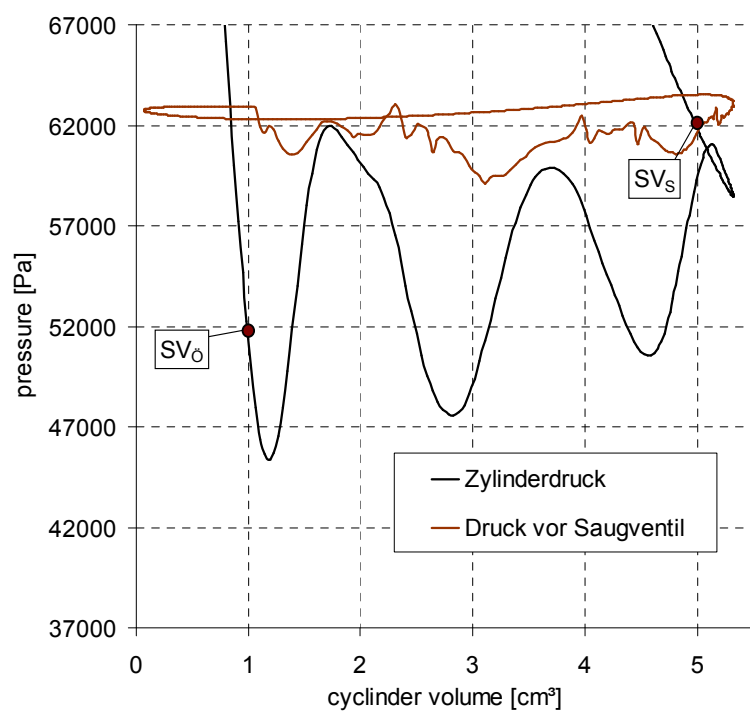


Abbildung 81: p-V-Verlauf Niederdruckteil

Beschrieben und dargestellt wurde dieser Verlust bereits in Kapitel 2.2.4 (Abbildung 16), wobei jedoch konstante Zustände im Ansaugbereich und im Auslassbereich vorausgesetzt wurden. In Realität fließt beim Öffnen des Saugventils das Kältemittel instationär in den Zylinder, wodurch der Druck im Zylinder ansteigt und der

Druck im Saumuffler, also vor dem Saugventil, abfällt. Gleiches gilt für die Auslassseite. Der Druck im Druckmuffler unmittelbar nach dem Druckventil steigt beim Öffnen des Druckventils an, gleichzeitig fällt der Druck im Zylinder dabei ab. In

Abbildung 80 ist der Druckabfall durch das Saugventil und in Abbildung 81 der durch

das Druckventil dargestellt. Mit den erhaltenen Druckverläufen lassen sich für den δ -Kompressor die Verluste des Saugventils mit 0,042 J/Zyklus und die des Druckventils mit 0,039 J/Zyklus bestimmen. Im Vergleich dazu liegen die Verluste des Saug- bzw. Druckventils beim HTK 95 laut Abidin [19] bei 0,087 J/Zyklus bzw. bzw. bei

0,089 J/Zyklus. Daraus ergeben sich beim δ -Kompressor die spezifische Verluste für das Saugventil mit 7243,5 J/kg und für das Druckventil mit 6726,1 J/kg.

Beim Saugventil des HTK 95 Kompressor liegt dieser Wert um 5,4 % höher auf 7639 J/kg und beim Druckventil um 16,2 % höher auf 7814,6 J/kg. Die Verbesserungen in diesen Bereichen lassen sich vor allem auf die veränderte Form der Ventile zurückführen.

Neben den Verlusten der Ventile ist natürlich auch noch die Strömung in und aus dem Zylinder von entscheidender Bedeutung. In Kapitel 3.3.1 wurde bereits die Wichtigkeit der Ventildurchströmung erwähnt. Dabei wurde auf die Möglichkeit der Bewertung der Ventile mithilfe des $\mu\sigma$ -Wertes eingegangen und seine Bedeutung für die 1-dimensionale Simulation erörtert. Bei der 3-dimensionalen Simulation wird die Ventildurchströmung ohne Modell berechnet. In Abbildung 82 sind die Massenflüsse in und aus dem Zylinder dargestellt.

Die Leckage zwischen Zylinder und Gehäuse wurde mit einem Massenterm im Zylinder berücksichtigt. Der Massenfluss durch den Kompressor beträgt 1,0437 kg/h, was bei einer spezifischen Kälteleistung von 336 kJ/kg in einer Kälteleistung von 97,41 W resultiert. Der Massenstrom beim HTK 95 Kompressor 1,79 kg/h (bei $T_{\text{Verdampfung}} = -23,3 \text{ }^\circ\text{C}$ und $T_{\text{Kondensation}} = 55,2 \text{ }^\circ\text{C}$) an, was einer Kälteleistung von 167,47 W entspricht.

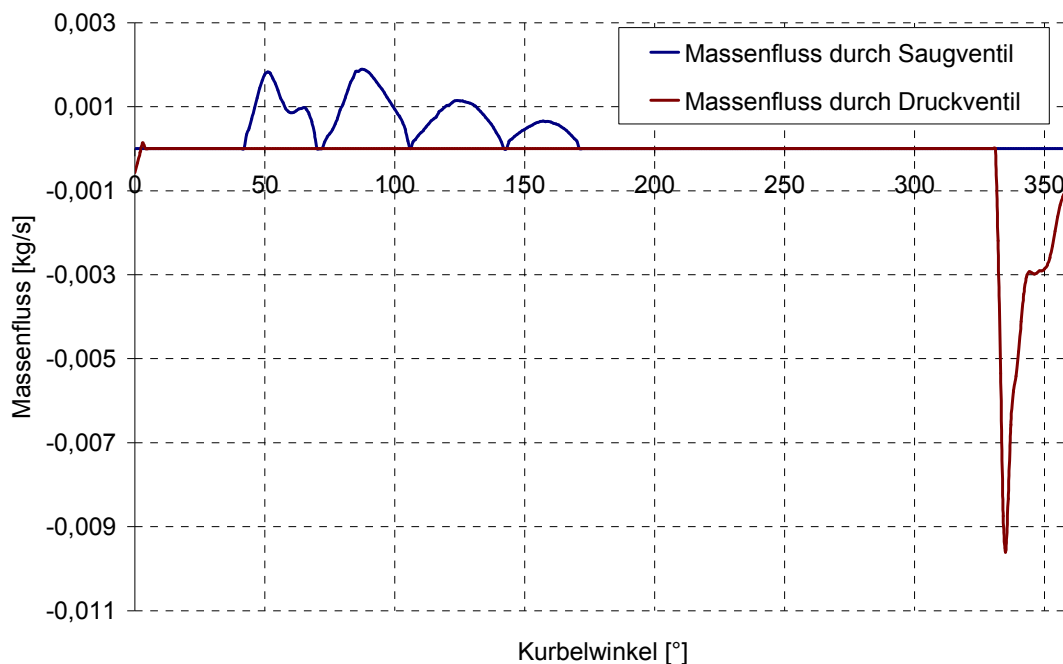


Abbildung 82: Massenstromverläufe durch Saug- (blau) und Druckventil (rot)

Am Verlauf des Massenstroms durch das Saugventil ist zu erkennen, dass das Saugventil des δ -Kompressors viermal während der Saugphase öffnet. Die gesamte Saugphase des Kompressors reicht von ca. 40 °KW bis 190 °KW nach OT. Im Vergleich dazu öffnet das Saugventil des HTK 55 – Kompressors fünfmal und das des HTK 95 – Kompressors lediglich dreimal. Das Druckventil öffnet bei allen Kompressorvarianten lediglich einmal. Die Öffnungsphase des Druckventils reicht von ca. 20 °KW vor OT bis ca. 5-10 °KW nach OT.

4.3.2. Temperaturverlauf

Für den thermischen Haushalt ist vor allem der zeitliche Temperaturverlauf im Kompressor von entscheidender Bedeutung. Der theoretisch optimale Wert für die Kompressionsstarttemperatur liegt bei 32 °C. Aufgrund der verschiedenen Wärmeflüsse erreicht die Temperatur aber am Beginn der Kompression einen deutlich höheren Wert. Beim HTK 95 wird bei Kompressionsbeginn eine Temperatur von 72 °C [19] erreicht. Im Vergleich dazu beginnt die Kompression beim δ -Kompressors schon bei einer Temperatur von 49,8 °C. Diese Verringerung der Kompressionsstarttemperatur lässt sich auf die thermische Entkopplung der Druckstrecke vom Zylinder, aber auch auf die direkte Verbindung von Saugrohr mit dem Saugmuffler, zurückführen.

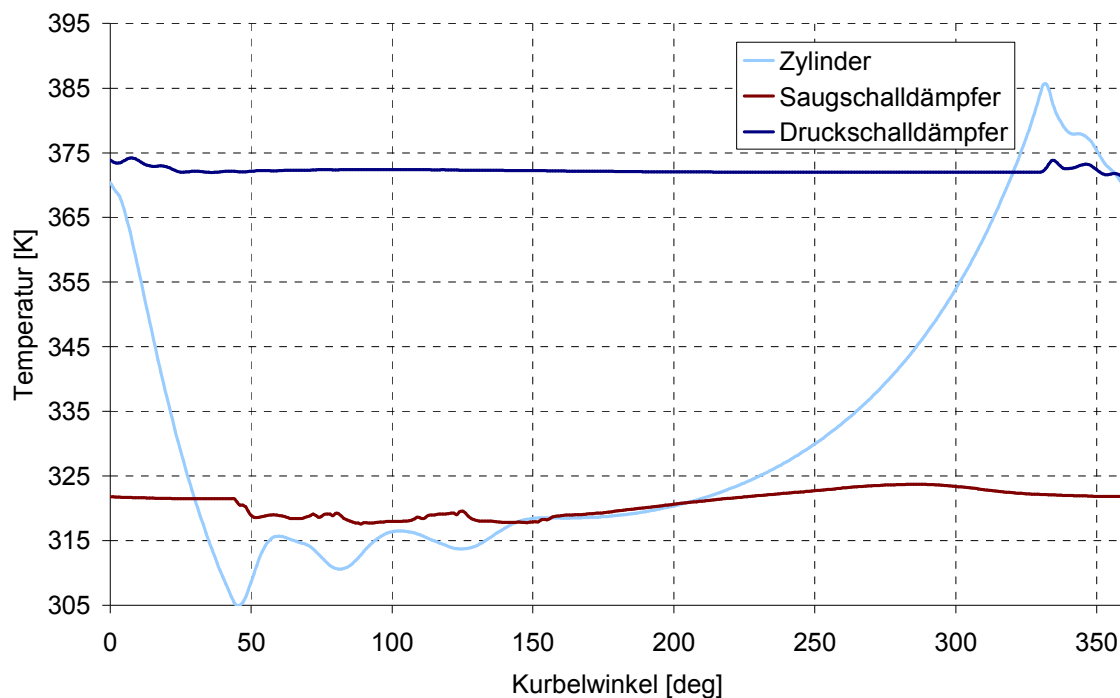


Abbildung 83: Temperaturverlauf an verschiedenen Stellen des δ -Kompressors

Die Temperaturen während eines Zyklus in jeweils einem Meßpunkt im Saug- und Druckmuffler sowie die volumengemittelten Temperaturen im Zylinder sind in Abbildung 83 dargestellt. Ersichtlich ist, dass während der Expansionsphase die Temperatur des Kältemittels bis auf $31,9\text{ °C}$ absinkt. Durch das Öffnen des Ventils bei ca. 40 °KW nach OT strömt dann Kältemittel mit einer mittleren Temperatur von ungefähr 45 °C in den Zylinder. Durch diesen Massenstrom und die Mischung mit dem im Zylinder befindlichen Kältemittel steigt die Temperatur im Laufe der Ansaugphase an, bis dann beim Kompressionsstart, wie bereits erwähnt, eine Temperatur von $49,8\text{ °C}$ erreicht ist. Nach dem Schließen des Ventils wird das Kältemittel bis zu einer Maximaltemperatur von 112 °C verdichtet. Dieser maximale Wert wird vor dem Öffnen des Druckventils erreicht. Nach dem Öffnen des Ventils sinkt die Temperatur im Zylinder wieder ab.

4.3.3. Energieflüsse

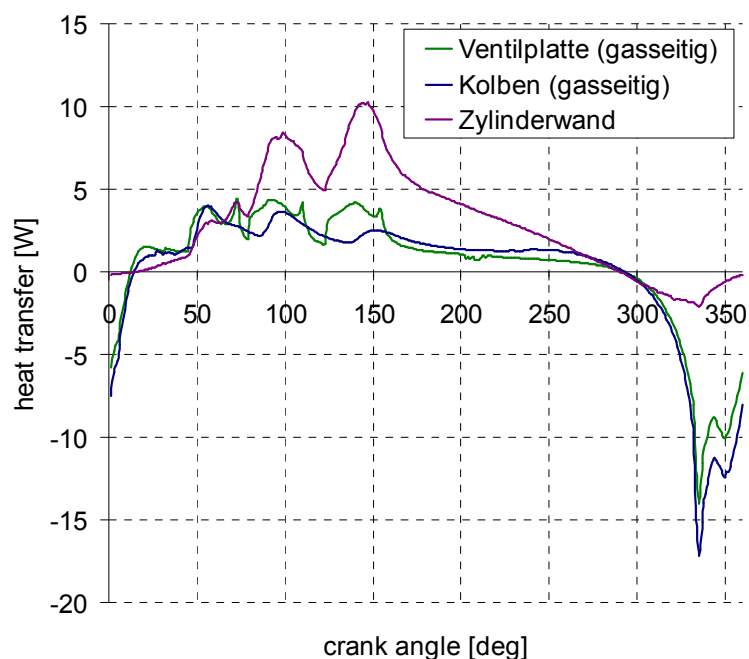
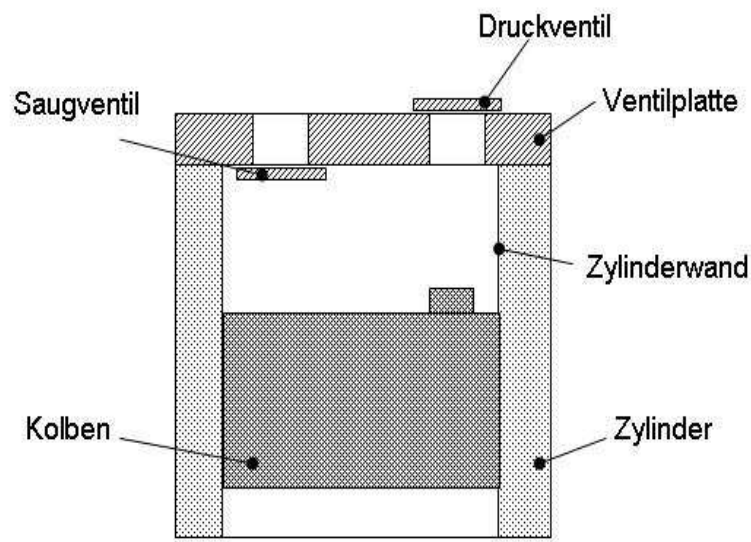


Abbildung 84: Wärmeübergänge im δ -Kompressor im Zylinder

(60 °KW vor OT – 30 °KW nach OT) und Phasen in denen das Kältemittel Wärme an die umliegenden Flächen abgibt.

Von großem Interesse bei der Analyse eines Kolbenkompressors ist die Auswertung und Aufteilung der Energieflüsse. In Abbildung 84 ist der zeitliche Verlauf der Wärmeströme vom Kältemittel zu den Flächen des Zylinders dargestellt. Wie ersichtlich unterteilt sich dieser Vorgang in verschiedene Phasen. Es sind dies Phasen in denen das Kältemittel aufgewärmt wird

Wie beim Verlauf für die Zylinderwand ersichtlich ist, ist der absolute Wärmeübergang im Bereich des oberen Totpunktes sehr klein, obwohl die



Wärmeübergangszahlen in diesem Bereich ein Maximum erreichen (Abbildung 86). Der Grund hierfür liegt in den kleinen für den Wärmeübergang zur Verfügung stehenden Flächen im oberen Totpunkt. Weiters ist ersichtlich, dass der Wärmeübergang über einen weiten Bereich des Zykluses positiv (d.h.: die Zylinderwand

Abbildung 85: schematische Darstellung der Situation im Zylinder

erwärmt das Kältemittel) ist. Erst ab einer Kurbelgradposition von ca. 290 °KW wird der Wärmeübergang negativ. Zusätzlich ist der Einfluss des Ventilöffnens auf den Verlauf des Wärmeübergangs ersichtlich.

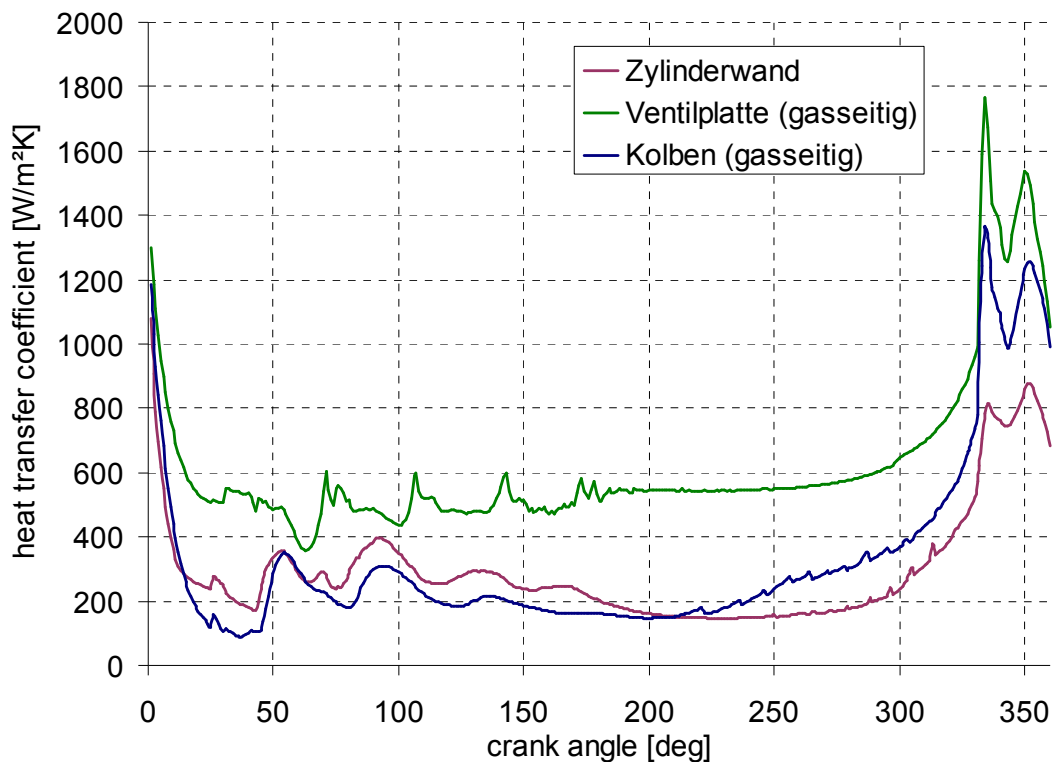


Abbildung 86: Wärmeübergangszahlen im Zylinder

Beim Einströmen des Kältemittels in den Zylinder steigen die Geschwindigkeiten (und damit die Wärmeübergangszahlen) stark an, dadurch ergeben sich an den Zylinderwänden Zonen mit sehr hohen Wärmeübergängen. Auf die räumliche ungleichmäßige Verteilung des Wärmeübergangs an der Zylinderwand wurde schon im Kapitel 3.5.2.9 hingewiesen (siehe Abbildung 67 - Abbildung 69).

Unter Anwendung der in Kapitel 3.5.3.2 beschriebenen Methode für die Berechnung der Temperaturen des Hubkolbenkompressors, lässt sich die Temperaturverteilung an den verschiedenen Kompressorbauteilen wie folgt darstellen. Aufgrund der räumlich begrenzten Situation im Inneren des Gehäuses war es nur an wenigen Stellen möglich Temperaturmessungen durchzuführen, ohne den Betrieb des Kompressors wesentlich zu beeinflussen. In nachfolgender Abbildung ist der Vergleich zwischen den gemessenen und simulierten Temperaturen an drei verfügbaren Meßpunkten dargestellt.

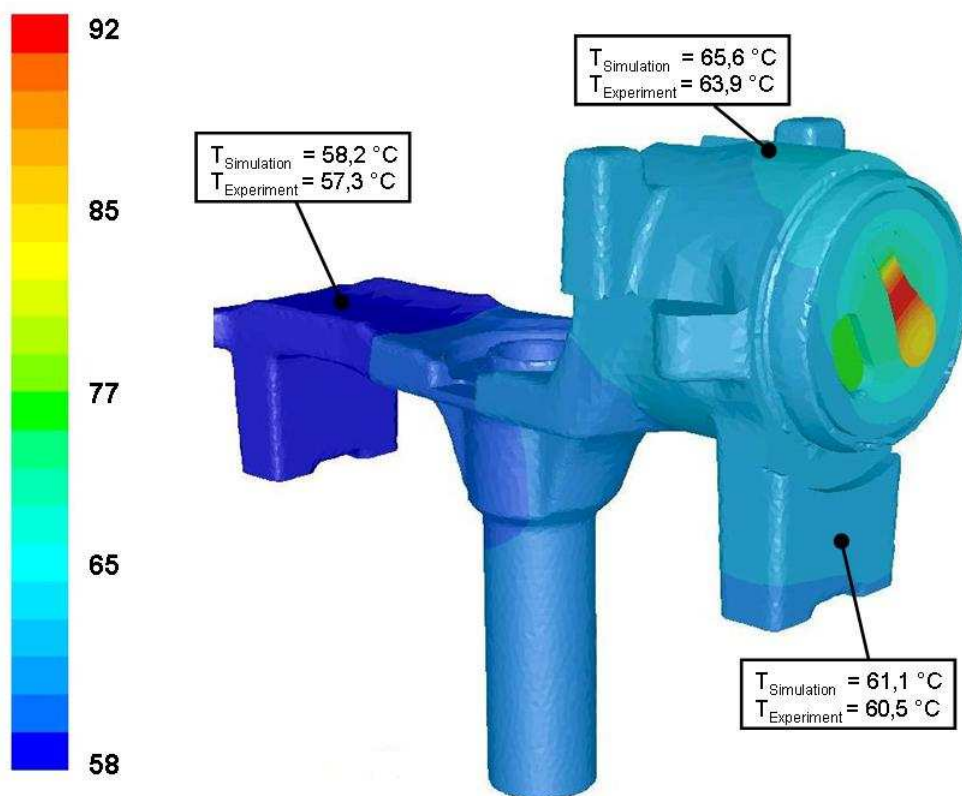


Abbildung 87: Temperaturverteilung an den Bauteilen des Kompressors

Es ist zu erkennen, dass die Messung und Simulation an den vorhandenen Meßpunkten sehr gut übereinstimmt. Andere wichtige Temperaturen wie die der Ventile sind durch Messungen nicht bestimmbar. Die Simulation gibt aber für das Saugventil die flächengemittelte Temperatur von $73,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ und für das Druckventil die

flächengemittelte Temperatur von 86,2 °C wieder. Jedoch ist, wie schon aus Abbildung 87 ersichtlich, zu bedenken, dass das räumliche Temperaturprofil der Ventile doch sehr ungleichmäßig ist.

Am deutlichsten sind die thermodynamischen Unterschiede der beiden Kompressoren, in der Aufstellung einer integralen Bilanz für die wichtigsten Energieflüsse im Inneren des Kompressors ersichtlich. In Abbildung 88 sind die wichtigsten Energieflüsse von und zum Kältemittel auf seinen Weg durch den Kompressor eingezeichnet. Diese Darstellung ist sowohl für den δ -Kompressor als auch für den HTK 95 – Kompressor korrekt, beim HTK 95 wird das Kältemittel beim Ansaugen jedoch nicht von einem Faltenbalg in den Zylinder geleitet.

Die Energieflüsse die hier betrachtet werden sind:

- \dot{H}_A ...*Enthalpie am Einlass des Saugrohrs*
- \dot{H}_B ...*Enthalpie am Einlass des Saugmufflers*
- \dot{H}_C ...*Enthalpie am Einlass des Saugrohrs*
- \dot{H}_D ...*Enthalpie am Einlass des Druckmufflers*
- \dot{H}_E ...*Enthalpie am Auslass des Druckrohrs*
- $\dot{Q}_{A \rightarrow B}$...*Wärmefluss im Ansaugbereich*
- $\dot{Q}_{B \rightarrow C}$...*Wärmefluss in den Saugmuffler*
- $\dot{Q}_{C \rightarrow D}$...*Wärmefluss in den Zylinder*
- $\dot{Q}_{D \rightarrow E}$...*Wärmefluss in den Druckmuffler*
- P_i ...*indizierte Leistung*

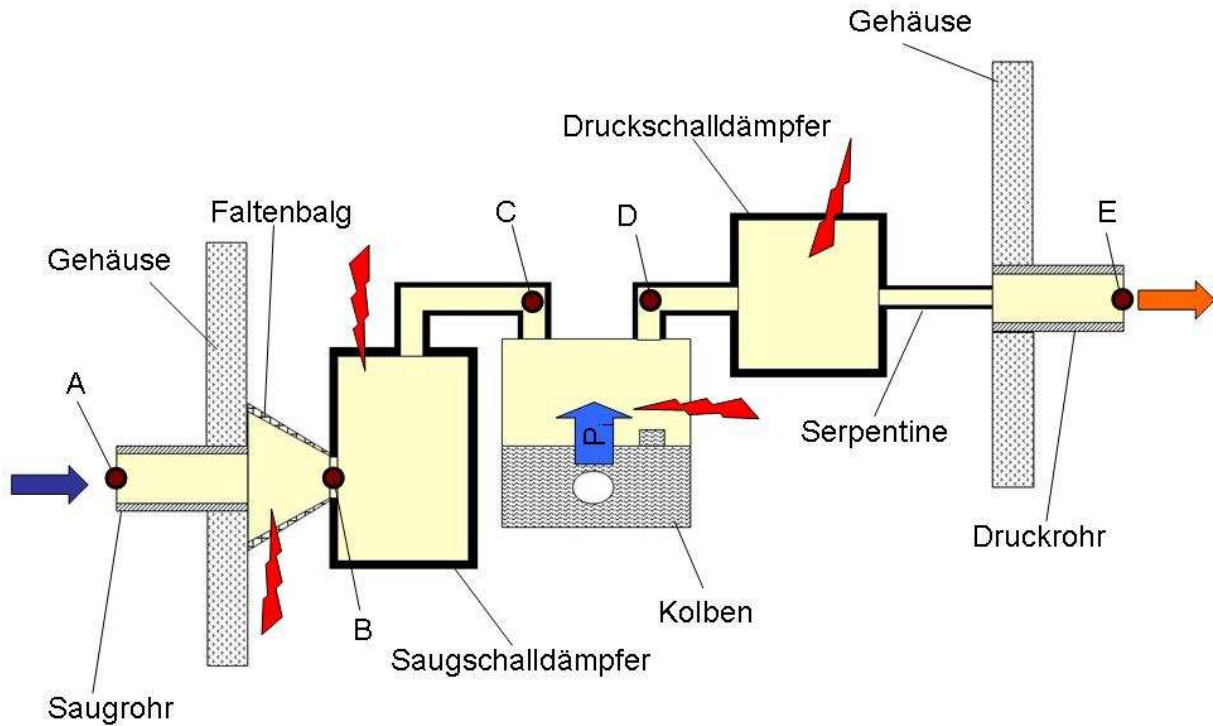


Abbildung 88: Wichtigste Energieflüsse im δ -Kompressors

Die Bilanzgleichungen für die einzelnen Bereiche im Kompressor sind in Gleichung 88 – Gleichung 91 dargestellt.

$$\dot{H}_B = \dot{H}_A + \dot{Q}_{A \rightarrow B} \quad (88)$$

$$\dot{H}_C = \dot{H}_B + \dot{Q}_{B \rightarrow C} \quad (89)$$

$$\dot{H}_D = \dot{H}_C + \dot{Q}_{C \rightarrow D} + P_i \quad (90)$$

$$\dot{H}_E = \dot{H}_D + \dot{Q}_{D \rightarrow E} \quad (91)$$

Nachfolgendes Diagramm (Abbildung 89) stellt einen Vergleich der spezifischen Wärmeflüsse des δ -Kompressors und des HTK 55 – Kompressors dar.

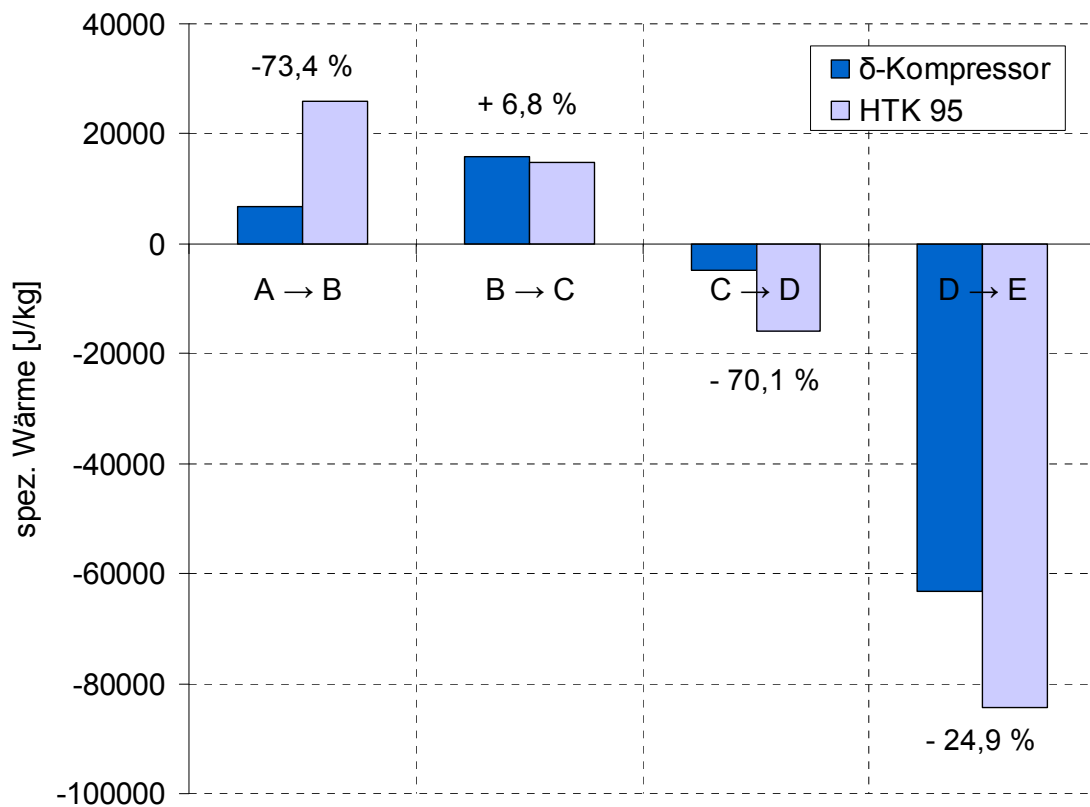


Abbildung 89: Vergleich der wichtigsten Energieflüsse im δ -Kompressors und im HTK 95 - Kompressor

In den Bereichen A \rightarrow B und den Bereichen B \rightarrow C sollen die Energieflüsse so gering wie möglich gehalten werden. Hier ist ersichtlich, dass durch die direkte Verbindung, zwischen Saugrohr und Saugmuffler der Energieeintrag in das Gas um 73,4 % reduziert wird. Im Bereich B \rightarrow C wurde jedoch der Energieeintrag in das Kältemittel um 6,8 % erhöht. Das liegt zum einen daran, dass durch die Verringerung der Temperatur im Saugmuffler eine größere Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel im Saugschalldämpfer und Kältemittel im Gehäuse besteht. Der andere wichtigere Grund ist aber, dass um den Druckverlust im Saugmuffler gering zu halten, ein Ausgleichsrohr zwischen Saugmuffler und Gehäuse existiert. Durch dieses Rohr fließt ein über den Zyklus annähernd sinusförmiger Massenstrom, der für eine Durchmischung des kühlen Kältemittels im Sauguffler mit dem warmen Kältemittel im Gehäuse sorgt. Der Energiefluss des Bereichs C \rightarrow D repräsentiert den Wärmeübergang an das Kältemittel im Zylinder von den umliegenden Flächen. Ersichtlich ist, dass beim HTK 95 - Kompressor das Kältemittel im Zylinder deutlich mehr als beim δ -Kompressor gekühlt wird. Das liegt hauptsächlich daran, dass das

Kältemittel beim HTK 95 Kompressor schon sehr heiß in den Kompressionsraum gelangt, was sich wie schon mehrmals erwähnt, negativ auf den COP auswirkt. Nach der Kompression sollte versucht werden das heiße verdichtete Kältemittel ohne allzu große Wärmeabgabe aus den Kompressor zu führen um das Kältemittel im Gehäuse nicht unnötig zu erwärmen. Dieser Wärmefluss $D \rightarrow E$ wurde durch die Kunststoff Druckstrecke im δ -Kompressors um -24,9 % reduziert. Die CFD – Simulation ermöglicht eine Aufteilung der Energieflüsse in nahezu beliebige Detaillierungsgrade. Eine detailliertere Auswertung der Energieflüsse ist in Tabelle 14 exemplarisch für den Bereich $C \rightarrow D$ dargestellt.

Tabelle 14: Energieflüsse im Zylinderraum in Watt (Zyklusgemittelt)

Zylinderwand	Kolben (gasseitig)	Ventilplatte (gasseitig)	Saugventil	Druckventil
2.87 W	-2.56 W	- 0.39 W	-0.33 W	-0.87 W

Wie aus den Daten dieses Analysekapitels ersichtlich, ermöglicht die Simulation die Berechnung von Daten, welche durch Meßmethoden nur sehr schwer bzw. gar nicht zu erhalten sind.

5. Zusammenfassung

Im Laufe dieser Arbeit wurde eine Vielzahl von Modellen entwickelt, in bestehende Simulationsinfrastruktur integriert und an Experimenten validiert. Die wichtigsten Entwicklungen sowie einige wichtige Schlussfolgerungen sind nun nachfolgend zusammengefasst:

- Ein existierendes 1-dimensionales-Gasdynamik Programm, mit implementierten thermischen Netzwerk wurde übernommen, erweitert und in ein anwenderspezifisches Teilmodell (UDF) in Fluent implementiert. Zusätzlich wurde eine 0/1- 3-dimensionale Kopplungsmethode entwickelt, welche es ermöglicht beliebige Bauteile des Kompressors 3-dimensional zu berechnen, wobei die Randbedingungen für diese Simulation über eine 2-Wege Kopplung von dem angesprochenen 0/1-dimensionalen Simulationstool bereitgestellt werden.
- Für die Simulation der Ventilbewegung des Kompressors wurde eine Simulationsstrategie entwickelt sowie sämtliche dafür notwendigen Softwareteile (FEM, Kopplungstool,...) in einer UDF implementiert. Des Weiteren wurde ein Klebmodell in die UDF eingebunden, um den Effekt des „Ölklebens“ des Ventils zu berücksichtigen
- Um die instationäre Aufheizung des Kompressors zu berechnen, wurde mit der in Kapitel 3.5.3.2 vorgestellten Methode ein Ansatz entwickelt der es erlaubt, die Simulation solcher Effekte innerhalb vertretbaren Rechenzeiten durchzuführen.
- Für die Simulation der Vorgänge im Kompressor ist die Verwendung eines idealisierten Gasmodells durchaus zulässig. Der Informationsgewinn durch die Verwendung eines Realgasmodells steht in keinem Verhältnis zu den dafür erhöhtem numerischen Aufwand.
- 0/1-dimensionale Simulationsmodelle sind aufgrund der immer komplexer werdenden Geometrien nur mehr bedingt geeignet die physikalischen Vorgänge im Inneren des Kompressors abzubilden. Des Weiteren ist um die Modelle aussagekräftig zu gestalten der Aufwand der Parametrisierung stark angestiegen.

Alle diese entwickelten Methoden wurden anhand von experimentellen Daten, validiert, und einige dieser Methoden wie die Kopplungsmethode zwischen 0/1 – 3-dimensionalen Teilbereichen sind schon in der Entwicklung von Saug- und Druckmuffler im Einsatz.

6. Ausblick

- Bereich Kompressorsimulation

Speziell im Bereich der Simulation, ist der Ausblick in die Zukunft sehr spannend. Die ständig steigende Rechenkapazität bei gleichzeitig sinkenden Kosten für die Rechner wird sicher dazu führen das Simulationswerkzeug immer wichtiger in der Entwicklung sein werden. Speziell auf den Kompressor bezogen könnte das bedeuten, dass in den nächsten Jahren der Einfluss des Öls in den Modellen genauer berücksichtigt wird. Vor allem die Strömung des Öls durch die Kurbelwelle und der Einfluss des Öls auf den thermischen Haushalt des Kompressors kann derzeit nur mithilfe von Parametern berücksichtigt werden. Auch könnten unter Verwendung von ausgereifteren aber auch komplexeren Methoden wie z.B.: LES, DES, etc. wichtige physikalische Einzeleffekte des Kompressors näher untersucht werden.

- Bereich Kompressor und Kühlkreislauf

Im Bereich der Kompressoren- und Kühlkreisentwicklung ist ein Trend hin zu drehzahlvariablen Kompressoren zu erkennen. Um den Energieverbrauch des Kühlschranks weiter zu verringern, wird es immer wichtiger den Kühlkreislauf als System zu optimieren und nicht nur die einzelnen Komponenten in einem Normprozess zu verbessern. Neue Materialien wie Kunststoffe werden verstärkt im Kompressor eingesetzt werden und dazu beitragen die Thermodynamik des Kompressors weiter zu verbessern. Aber auch die herkömmliche Kompressorenentwicklung mit den Verbesserungen der einzelnen Komponenten wird weiter vorangetrieben werden. Als Beispiel sei hier der Saugschalldämpfer genannt. Wie in Abbildung 89 ersichtlich wurde hier mit der direkten Verbindung von Saugrohr zum Saugschalldämpfer schon ein wichtiger Schritt zur Senkung der Kompressionsstarttemperatur unternommen. Als mögliche Variante diesen Verlust noch weiter zu reduzieren, sind derzeit Überlegungen im Laufen einen Wärmetauscher im Ausgleichsrohr des Ansaugschalldämpfers zu verwenden.

Wie bereits angesprochen wird die Temperatur im Inneren des Saugschalldämpfers durch zwei Faktoren erhöht. Zum einen durch den Wärmefluss durch die Wände des Saugschalldämpfers. Den größeren Anteil macht aber die Durchmischung des kühlen Kältemittels im Saugschalldämpfer mit dem warmen sich im Gehäuse befindlichen Gas aus. Der Grund hierfür ist, dass sich im Ausgleichsrohr während eines Zykluses ein annähernd sinusförmiger Massenstromverlauf einstellt. D.h.: während der Saugphase strömt Kältemittel vom Gehäuse in den Saugschalldämpfer, die restliche

Zeit strömt Kältemittel vom Saugschalldämpfer in das Gehäuse. Um diesen Durchmischungsvorgang zu reduzieren, wurden nun Wärmetaucherpakete (Sinterbronzescheiben) im Ausgleichsrohr des Saugschalldämpfers installiert. Der Gedanke dahinter ist folgender: Während das warme Gas durch das Ausgleichsrohr in den Saugschalldämpfer einströmt, sollen die Wärmetaucherpakete Energie vom Gas aufnehmen und es dadurch abkühlen. Im Gegenzug soll während das Gas aus dem Saugschalldämpfer ausströmt die Wärme wieder an das Gas abgegeben werden. Der Effekt ist dann folgender: die Temperatur des Gases im Gehäuse steigt an, während die Temperatur im Saugschalldämpfer sinkt. Ein besonderes Augenmerk bei dieser Variante gilt der Auslegung der Wärmetaucherpakete. Das Flächenvolumenverhältnis sollte sehr groß sein, da die Wärmetaucherpakete die Wärme in sehr kurzer Zeit auf- bzw. wieder abgeben müssen. Weiters darf der Druckabfall durch dieses zusätzlich installierten Wärmetauscher nicht zu groß sein, damit dieser Verlust während der Saugphase nicht zu sehr ansteigt.

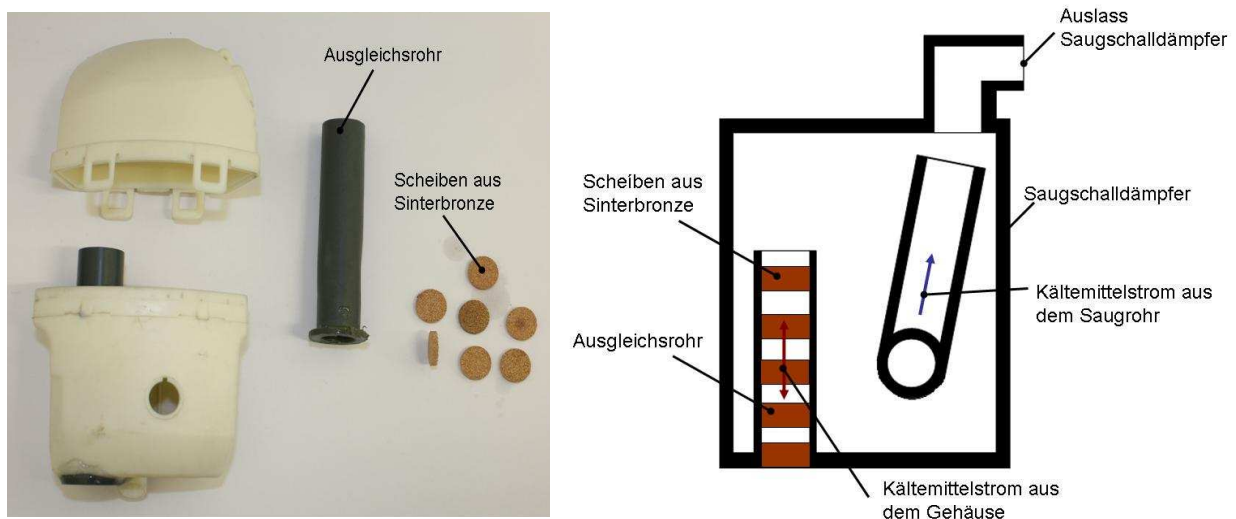


Abbildung 90: Prototyp des Saugschalldämpfers mit Wärmetauscher
Abbildung 91: schematische Darstellung des Saugschalldämpferprototyps mit Wärmetauscher
 Ein erster Prototyp eines Saugschalldämpfers mit eingebauten Wärmetauscher wurde schon hergestellt und in Experimenten wurde eine Temperaturabsenkung im Inneren des Saugschalldämpfers um 3 K erzielt. Der produzierte Prototyp und die schematische Funktionsskizze sind in Abbildung 90 und Abbildung 91 ersichtlich.

Anhang

Anhang A

$$B_{i,j}^{(2)} = \int_i^j p dA = (\theta p_i + (1-\theta)p_j)(A_i - A_j), \quad \theta \in [0,1] \quad (92)$$

$$h(v_{i+1/2}^1) = \begin{cases} \text{sign}(v_{i+1/2}^1), & \text{if } v_{i+1/2}^1 = u_{i+1/2} - c_{i+1/2} \\ \frac{|u_i - c_i|}{u_{i+1/2} - c_{i+1/2}}, & \text{if } v_{i+1/2}^1 = u_i - c_i \end{cases} \quad (93)$$

$$h(v_{i+1/2}^2) = \text{sign}(v_{i+1/2}^2) \quad (93)$$

$$h(v_{i+1/2}^3) = \begin{cases} \text{sign}(v_{i+1/2}^3), & \text{if } v_{i+1/2}^3 = u_{i+1/2} + c_{i+1/2} \\ \frac{|u_{i+1} + c_{i+1}|}{u_{i+1/2} + c_{i+1/2}}, & \text{if } v_{i+1/2}^3 = u_{i+1} + c_{i+1} \end{cases}$$

mit

$$v_{i+1/2}^1 = \min\{u_{i+1/2} - c_{i+1/2}, u_i - c_i\}$$

$$v_{i+1/2}^2 = u_{i+1/2} \quad (94)$$

$$v_{i+1/2}^3 = \min\{u_{i+1/2} + c_{i+1/2}, u_{i+1} + c_{i+1}\}$$

$$L = \left(\frac{\kappa-1}{2c^3} \right) \begin{bmatrix} u \left(\frac{c^2}{\kappa-1} + \frac{1}{2}uc \right) & - \left(\frac{c^2}{\kappa-1} + uc \right) & c \\ c \left(\frac{2c^2}{\kappa-1} - u^2 \right) & 2uc & -2c \\ uc \left(\frac{1}{2}u - \frac{c}{\kappa-1} \right) & \left(\frac{c^2}{\kappa-1} - uc \right) & c \end{bmatrix} \quad (95)$$

$$(\phi_{i+1/2}^n) = (a_{i+1/2}^n) \max\{0, \min\{|\phi_{i+1/2}^n|, (a_{i+1/2}^n)(\phi_{i-1/2}^n), (a_{i+1/2}^n)(\phi_{i+3/2}^n)\}\} \quad (96)$$

mit

$$a_{i+1/2}^n = \text{sign}[\phi_{i+1/2}^n] \quad (97)$$

$$\phi_{i+1/2}^n = \frac{1}{2} \left(h(\Lambda_{i+1/2}^n) - \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \Lambda_{i+1/2}^n \right) \right) L_{i+1/2}^n (F_{i+1}^n - F_i^n + B_{i,i+1/2}^n + B_{i+1/2,i+1}^n)$$

$$K^{(1)} = \begin{pmatrix} 1 \\ u - c \\ H - uc \end{pmatrix}, \quad K^{(2)} = \begin{pmatrix} 1 \\ u \\ u/2 \end{pmatrix}, \quad K^{(3)} = \begin{pmatrix} 1 \\ u + c \\ H + uc \end{pmatrix} \quad (98)$$

$$S_1 = 0 \quad (99)$$

$$S_2 = -\frac{f}{4} \frac{1}{2} \rho \cdot u \cdot \text{abs}(u) \cdot \pi D \quad (100)$$

$$S_3 = mf \cdot \pi D \cdot \frac{f}{4} \frac{1}{2} \rho \cdot \text{abs}(u) \cdot c_p (T_w - T) \quad (101)$$

Anhang B

Thermische und kalorische Zustandsgleichungen

Die thermischen Zustandsgrößen sind wie aus der Thermodynamik bekannt Temperatur (T), Druck (p) und spezifisches Volumen (v). Die thermischen Zustandsgleichungen setzen zwei dieser drei Größen in Beziehung, um die dritte Größe damit zu beschreiben z.B.:

$$p = p(v, T); \quad v = v(p, T); \quad T = T(p, v) \quad (102)$$

Die wohl bekannteste thermische Zustandsgleichung ist die für ideale Gase (Gleichung 103).

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (103)$$

Im Unterschied dazu verwenden die kalorischen Zustandsgleichungen die Größen T , p und v , um die kalorischen Zustandsgrößen Enthalpie (h) und innere Energie (e) zu beschreiben.

$$e = e(v, T); \quad h = h(p, T) \quad (104)$$

Bildet man das vollständige Differential dieser Zustandsgrößen erhält man für die differentielle Änderung der inneren Energie folgende Form (Gleichung 104). Für eine isochore Zustandsänderung ergibt sich damit für den Differentialquotienten der inneren Energie nach der Temperatur Gleichung 105:

$$de = \left(\frac{\partial e}{\partial T} \right)_v dT + \left(\frac{\partial e}{\partial v} \right)_T dv \quad (105)$$

$$\left(\frac{\partial e}{\partial T} \right)_v = c_v(v, T) \quad (106)$$

Darin bezeichnet man den Wert c_v als spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen. Wendet man dieselbe Methodik für die Enthalpie an, gelangt man bei einer isobaren Zustandsänderung zu Gleichung 107:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp \quad (107)$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = c_p(p, T) \quad (108)$$

Der Wert c_p wird als spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck bezeichnet. Bei idealen Gasen vereinfachen sich diese Beziehungen zu Gleichung 109 und Gleichung 110

$$de = c_v \cdot dT \quad (109)$$

$$dh = c_p \cdot dT \quad (110)$$

Daraus ist ersichtlich, dass die innere Energie und die Enthalpie eines Idealen Gases nur mehr von der Temperatur abhängig sind.

Referenzliste

- [1] MLA style: "The Nobel Prize in Chemistry 1995". Nobelprize.org. 23 Jun 2010
http://nobelprize.org/nobel_prizes/chemistry/laureates/1995/
- [2] Pischinger R., Almbauer R., Schacht J., 2002, Vorprojekt für den Bereich Auslegung des Saug- und Druckbereichs, Endbericht, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz
- [3] Burgstaller A., 2009, Ansätze zur thermodynamischen Analyse und Bewertung von hermetisch verschlossenen Systemen am Beispiel von Kleinkältemittelkompressoren, Dissertation, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz
- [4] ASHRAE, 2005, Method of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Unit, ANSI/ASHRAE Standard-23
- [5] Freiberger A., 2003, Vorstudie zur Entwicklung der Druckstrecke einer Kleinkältemaschine, Diplomarbeit. TU-Graz
- [6] Zippl G., 2002, Erstellung der Energiebilanz eines Kältemittelkompressors, Diplomarbeit, TU-Graz
- [7] Versteeg H.K., Malalasekera W., 1995, An introduction to Computational Fluid Dynamics, Addison-Wesley Pub. Co., Prentice Hall, London
- [8] Oertl H., Böhle M., Dohrmann U., 2006, Strömungsmechanik – Grundlagen, Grundgleichungen, Lösungsmethoden, Softwarebeispiele, 4, überarbeitete und erweiterte Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden
- [9] Schlichting H., 1979, Boundary-layer Theory, 7th ed, McGraw-Hill, New-York
- [10] Lang W., Almbauer R.A., Berger E., Nagy D., 2010, Comparative Study of two different Equations of State for Modelling a Reciprocating Compressor for the Refrigerant R600a, Proceedings of the International Compressor Conference at Purdue, Purdue University, IN, USA
- [11] Peskin A.P., 1999, The Effects of Different Property Models in a Computational Fluid Dynamics Simulation of a Reciprocating Compressor, International Journal of Thermophysics, vol. 20, 1, pp 175-185
- [12] Miyamoto H., Watanabe K., 2002, A Thermodynamic Property Model for Fluid-Phase Isobutane, International Journal of Thermophysics, vol. 23, 2, pp. 477-499
- [13] Sanz W., 2005, CFD in Turbomaschinen und Energieanlagen, Unterlagen zur Vorlesung, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
- [14] Launder B.E., Spalding D.B., 1974, The Numerical Computation of Turbulent Flows, Computational Methods of Applied Mechanical Engineering, vol 3, pp. 269-289
- [15] Fluent v6.2, 2005, Theory Guide, Fluent.Inc
- [16] Porkhial S., Khastoo B., Razavi Modarres M.R., 2002, Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators, Applied Thermal Engineering, vol 22, pp. 1391-1402
- [17] Ooi, K. T., 2003, Heat transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor, Applied Thermal Engineering, v.23, pp. 1931-1945

- [18] Rigola J., Perez-Segarra C.D., Oliva A., 2005, Parametric studies on hermetic reciprocating compressors, *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 253-266
- [19] Abidin Z., 2005, Thermodynamic analysis of a hermetic reciprocating compressor for household refrigeration using CFD, Dissertation, TU-Graz
- [20] Yroglu T., Kara S., 2008, Optimization of Discharge Valve Leaf for Performance, Proceedings International Compressor Engineering Conference at Purdue, IN, USA [5]
- [21] Svendsen C., Nissen J.E., Nielsen S.V., Bjerre P., 2008, Suction Pulsations and Flow-Induced Noise in Reciprocating Compressors, Proceedings International Compressor Engineering Conference at Purdue, IN, USA [5]
- [22] Possamai F.C., Ferreira R.T.S, Prata A.T., 2001, Pressure distribution in laminar radial flow through inclined disks, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22, pp.440-449
- [23] Rigola J., Lehmkuhl O., Perez-Segarra C.D, Oliva A., 2008, Numerical Simulation of Fluid Flow through Valves Reeds Based on Large Eddy Simulation Models (LES), Proceedings International Compressor Engineering Conference at Purdue, IN, USA
- [24] Abidin Z., Lang W., Almbauer R.A., Nagy D., Burgstaller A., 2009, Development and validation of a one-dimensional simulation model of a hermetic reciprocating compressor for household refrigeration, *Int. J. Engineering Systems Modelling and Simulation*, Vol. 1, No. 4, pp. 193-205
- [25] Hohenberg G., 1983, Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren, Habilitationsschrift, TU-Graz, Graz, Österreich
- [26] Woschni G., 1965, Beitrag zum Problem des Wärmeübergangs im Verbrennungsmotor, *MTZ* 26
- [27] Adair R.P., Qvale E.B., Pearson J.T., 1972, Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors, Proceedings of the International compressor Conference Purdue, IN, USA
- [28] Pischinger R., Klell M., Sams T., 2002, Analyse und Simulation des Systems Brennraum, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb, Springer Wien New York, Wien, p. 157 – 289
- [29] Costagiola M., 1950.: The theory of spring-loaded valves for reciprocating compressors, *Journal of Applied Mechanics*, vol. 17, p. 415 – 420. Forbes Pearson S. 1996, Uses of Hydrocarbon Refrigerants, Proc. Aarhus Conference, IIF/IIR: 439-446
- [30] Aigner R., Steinrück H., 2007, Modelling Fluid Dynamics, Heat transfer and Valve Dynamics in a Reciprocating Compressor, 5th Conference of the EFRC, Prague, p.171-179
- [31] Habing R.A., Peters M.C.A.M, 2006, An experimental method for validating compressor valve vibration theory, *Journal of Fluids and Structures*, 22, pp.-683-697
- [32] Toro F.E., 1997, Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics, Springer-Verlag, Berlin, pp.42-117, ISBN 3-540-61676-4
- [33] Corberan J.M., Gascon M. LL., 1995, TVD Schemes for the Calculation of Flow in Pipes of Variable Cross-Section, *Mathematical Computational Modelling*, Vol. 21, No. 3, pp.85 – 92
- [34] Sod G., 1978, A survey of several finite difference methods for systems of nonlinear hyperbolic conservation laws, *Journal of Computational Physics*, vol. 27, pp. 1-31

- [35] Almbauer R.A., Burgstaller A., Abidin Z. Nagy D., 2006, 3-Dimensional Simulation for obtaining the heat transfer correlations of a Thermal Network calculation for a hermetic reciprocating compressor, Proceedings International Compressor Engineering Conference at Purdue, IN, USA
- [36] Lang W., Almbauer R., Burgstaller A., Nagy D., 2008, Coupling of 0-, 1- and 3-d Tool for the Simulation of the Suction Line of a Hermetic Reciprocating Compressor, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, IN, USA
- [37] Hanlo P.C. Woollatt D., 2001, Compressor Theory, Compressor Handbook, McGraw-Hill, Two Penn Plaza, New York, USA, p.1.1-1.15
- [38] Lang W., 2007, 3D CFD-Simulation der Saugstrecke einer Kleinkältemaschine, Diplomarbeit, TU-Graz
- [39] Lang W. Almbauer R.A., Jajcevic D., 2009, Usage and validation of a fluid structure interaction methodology for the study of different suction valve parameters of a hermetic reciprocating compressor, International Journal of Multiphysics, Vol.4, No.1 pp.65- 81
- [40] Böswirth L., 2000, Strömungen und Ventilplattenbewegung in Kolbenverdichterventilen, Eigenverlag, Wien
- [41] Matos F.F.S, Prata A.T. and Dechamps C.J., 1999, Numerical analysis of the dynamic behavior of plate valves in reciprocating compressors, International Conference on Compressors and their Systems, London, pp.453-462
- [42] Possamai F.C., Ferreira R.T.S, Prata A.T., 2001, Pressure distribution in laminar radial flow through inclined disks, International Journal of Heat and Fluid Flow, 22, pp.440-449
- [43] Junghyun K., Semyung W., Sugwoo P., Kioh R. and Jongpill L., 2006, Valve dynamic analysis of a hermetic reciprocating compressor, Proceedings of the International Compressor Conference Purdue, Purdue University, IN, USA
- [44] Shiomi F.H., Takemori C.K, Deschamps C.J., 2009, Comparative analysis of different modelling approaches for valve dynamics of small reciprocating compressors, Proceedings of the 7th International Conference on Compressors and Coolants, Papiernicka, Slowakei
- [45] Lang W., Almbauer R.A., Nagy D., 2009, Comparison of two different approaches to model the suction valve dynamics of a hermetic reciprocating compressor, Proceedings of the 7th International Conference on Compressors and Coolants, Papiernicka, Slowakei
- [46] Sieber G., 2001, Numerical Simulation of Fluid-Structure Interaction using loose coupling methods, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Deutschland
- [47] Baudille R., Biancolini M.E., 2006.: Modelling FSI problems in Fluent: a dedicated approach by means of UDF programming, Proceedings of the European Automotive CFD Conference, FISITA Congress 2006, F2006M235
- [48] Khalifa H. E., Liu X., 1998, Analysis of stiction effect on the dynamics of compressor suction valve, Proceedings International Compressor Engineering Conference at Purdue, IN, USA
- [49] Zienkiewicz O.C and Taylor R.L., 2000, The Finite Element Method, Third, fourth and fifth editions, McGraw-Hill, London, 1977 and 1989/91, Butterworth and Heinemann, Oxford UK, Boston, US

-
- [50] Newmark N.M., 1959, A Method for Computation of Structural Dynamics, Proceedings of the ASCE, 85 EM3, pp.67-94
- [51] Nagy D., Almbauer R.A., Lang W., Burgstaller A., 2008, Valve lift measurement for the validation of a compressor simulation model, Proceedings of the International Compressor Conference at Purdue, 2008, West Lafayette, USA, Paper 1274
- [52] Morriesen A., 2008, Experimental Investigation of Temperature Transients in Hermetic Reciprocating Compressors, M.Eng. Diss., Federal University of Santa Catarina (in Portuguese)
- [53] Dutra T., 2008, Heat Flux Measurements in Reciprocating Compressors, M.Eng.Diss., Federal University of Santa Catarina (in Portuguese)
- [54] Ribas Jr., F.A., 2007, Thermal Analysis of Reciprocating Compressors, Proceedings of the International Conference on Compressors and their Systems, London, pp. 227-287.
- [55] Abidin Z., Almbauer R.A., Burgstaller A., Nagy D., 2006, Domain Decomposition Method for 3-dimensional Simulation of the Piston Cylinder Section of a Hermetic Reciprocating Compressor, Proceedings of the International Compressor Conference at Purdue, Purdue University, IN, USA