

Benjamin ZAUNER, B.Sc.

Simulationsgestützte Auslegung und Konstruktion einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

DI Alexander ARNITZ
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Ao.Univ.-Prof.Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer
Institut für Wärmetechnik

Graz, im Mai 2016

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG
AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Simulationsgestützte Auslegung und Konstruktion einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe

Autor: Benjamin Zauner

1. Stichwort: Ammoniak/Wasser
2. Stichwort: Membranpumpe
3. Stichwort: Absorptionswärmepumpe

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurde ein neues Konzept für eine Lösungsmittelpumpe einer Ammoniak/Wasser - Absorptionswärmepumpe bzw. Kälteanlage umgesetzt. Diese Pumpe soll ohne externe Energie (z.B. Strom) laufen, stattdessen soll sie durch einen Teil des im Generator der Absorptionswärmepump-Anlage erzeugten Ammoniakdampf angetrieben werden. Die Verwendung von Strom zum Betrieb von Ventilen oder Sensoren ist tragbar.

Um die geometrischen Abmessungen der Pumpe festzulegen wurde ein Simulationsmodell des Pumpvorganges erstellt. Mit diesem Simulationsmodell konnten die Einflüsse der Ventile, der Geometrie und der Druckniveaus auf den geförderten Massenstrom, den Antriebskältemitteldampfbedarf und die erforderliche Zeit für einen Hub ermittelt werden. Anschließend wurde ein 3D-Modell der Pumpe erstellt, gefertigt, in die am Institut für Wärmetechnik vorhandene Absorptionskälteanlage integriert und in Betrieb genommen.

Die ersten Messergebnisse des Prototypen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den simulierten Werten, wodurch die in der Konstruktionsphase getroffenen Annahmen bestätigt werden konnten. Auch die Effizienz und Kälteleistung des Gesamtsystems entsprachen den Erwartungen.

In weiterer Folge soll der Prototyp bei unterschiedlichen Betriebspunkten betrieben werden, um die Einsatzgrenzen zu ermitteln und zusätzlich ein Kennfeld mit den stationären Kälteleistungen und Effizienzen zu erstellen. Des Weiteren wird das Anfahrverhalten, vor allem im Hinblick auf die erforderlichen Starttemperaturen, untersucht.

ABSTRACT

Title: Simulation-based design and construction of a thermally-driven solution pump

Author: Benjamin Zauner

1st keyword: Ammonia/Water

2nd keyword: Membrane pump

3rd keyword: Absorption heat pump

In the context of this thesis a new concept of a thermally-driven solution pump for an ammonia/water absorption heat pump/chiller was developed. Instead of external energy, this pump is driven with a part of the ammonia vapour produced in the generator of the absorption heat pump. The use of electricity for the operation of valves or sensors is acceptable.

The geometrical dimensions of the pump, are a result of various simulations with a simulation model of the pumping process. This simulation model shows the influence of the valves, the geometry and the pressure levels on the mass flow of the rich solution, the ammonia vapour demand and the necessary time for one stroke. Based on a 3D model the pump was manufactured, integrated into the existing absorption chiller and put into operation.

The results of the measurement with the prototype match with the simulated values and this confirms the assumptions made in the design phase. The efficiency and cooling capacity of the overall system correspond to the expectations.

In the future the prototype should be operated at different operating points, to determine the limits of use and to create a map with the stationary refrigerating capacity and efficiencies. Furthermore the starting behavior will be tested, especially in regard to the necessary starting temperatures.

VORWORT

Diese Arbeit bildet den Abschluss meines Studiums an der Technischen Universität Graz und entstand im Zuge des Projektes „Neues Konzept einer thermischen Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpensysteme kleiner Leistung“. Finanziert wurde das Projekt durch die österreichische Forschungs-Förderungs-Gesellschaft (FFG) im Rahmen der Ausschreibung „Neue Energie 2020“.

Ich möchte mich an dieser Stelle bei all jenen bedanken, die mir während meiner Studienzeit und bei der Abschlussarbeit weitergeholfen haben. Besonders bedanken möchte ich mich bei meiner Familie und bei meiner Freundin Barbara die mich mit voller Kraft unterstützt haben. In Bezug auf diese Arbeit möchte ich mich für die großartige Betreuung durch die Mitarbeiter des Instituts für Wärmetechnik bedanken. Besonderer Dank gebührt meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. BSc Alexander Arnitz ohne den diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Abschließend möchte ich mich noch bei den Firmen E-SORP und PINK bedanken, die dieses Projekt sowohl finanziell als auch durch ihr Know-how unterstützt haben.

Graz, 10.5.2016

Benjamin Zauner

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	3
2.1	Einteilung von Wärmepump-Anlagen	3
2.2	Absorptionswärmepump-Anlage vs. Kompressionswärmepump-Anlage	4
2.2.1	Funktionsprinzip	4
2.2.2	Vor- und Nachteile von Absorptionswärmepump-Anlagen	7
2.3	Absorptionsprinzip und Stoffpaarung in Absorptionswärmepump-Anlagen	8
3	<u>STAND DER TECHNIK</u>	10
3.1	Vorgängermodell „Thermopump“	10
3.2	Ähnliche Komponenten	12
3.2.1	Hydraulik / Pneumatikzylinder	12
3.2.2	Membranpumpen	14
4	<u>VORVERSUCHE UND MESSERGEBNISSE</u>	17
4.1	Beständigkeitsprüfung Führungs- und Kolbendichtring	17
4.1.1	Messaufbau	17
4.1.2	Messablauf	17
4.1.3	Messergebnisse, Auswertung und Interpretation	18
4.2	Druckabfallprüfung Kolbendichtring	19
4.2.1	Messaufbau	19
4.2.2	Messablauf	20
4.2.3	Messergebnisse, Auswertung und Interpretation	21
4.3	Reibkraft Dichtung/Führung	23
4.3.1	Messaufbau	23
4.3.2	Messablauf	23
4.3.3	Messergebnisse, Auswertung und Interpretation	24
4.4	Membransteifigkeiten	25
4.4.1	Messaufbau	25
4.4.2	Messablauf	27
4.4.3	Messergebnisse, Auswertung und Interpretation	27
4.5	Rissneigung der Membranmaterialien	31
4.5.1	Messaufbau	31
4.5.2	Messablauf und Interpretation	31
4.6	Dichtwirkung Membran	31
4.6.1	Messaufbau	31

4.6.2	Messablauf und Interpretation	32
4.7	Reibbeiwerte	32
4.7.1	Messaufbau	32
4.7.2	Messablauf	33
4.7.3	Messergebnisse, Auswertung und Interpretation	33
4.8	Auswertung Kurzschlussmassenstrom 3/2 Wegeventile	34
4.8.1	Messaufbau	34
4.8.2	Messablauf	35
4.8.3	Messergebnisse Auswertung und Interpretation	35
5	SIMULATION	37
5.1	Funktionsweise des Simulationsmodell	37
5.2	Grundlagen und Vereinfachungen	41
5.2.1	Geometrische Daten und Volumenströme	42
5.2.2	Druckverluste	43
5.2.3	Membrankraft	49
5.2.4	Bewegungsgleichung	50
5.3	Simulationsergebnisse	52
5.3.1	Vorgabewerte	52
5.3.2	Pumpvorgang	53
5.3.3	Parameterstudie	54
6	KONSTRUKTION	60
6.1	Anforderung, Auslegungsparameter und Konzeptidee	60
6.2	Festlegung der Konstruktionsparameter	61
6.3	Konstruktive Details	63
6.3.1	Bauteildetails	64
6.3.2	Fertigung/Nummernsystem	73
6.4	Montage	73
6.5	Druckprüfung	76
6.6	Kostenaufstellung	77
7	ERSTE MESSERGEBNISSE	80
7.1	Integration der DoublePump in die AKM	80
7.2	Validierung des Simulationsmodells mit den Messdaten	80
7.3	Gemessene Kälteleistung und Effizienz des Gesamtsystemes	82
8	ZUSAMMFASSUNG UND AUSBLICK	83

LITERATUR	85
ANHANG 1: ZUSAMMENSTELLUNGSZEICHNUNG	87
ANHANG 2 STÜCKLISTE	89
ANHANG 3 DATENBLATT PTFE	90
ANHANG 4 DATENBLATT 1.4301	91

Nomenklatur

Abkürzung und Indizes	Bedeutung
1,2...	Positionsbezeichnung
Abs	Absorber
Abh	Ausgleichsbehälter
AD	Ammoniakdampf
<i>Af</i>	Ammoniak flüssig
AKM	Absorptionskältemaschine
<i>AN</i>	Ansaugen
<i>AUS</i>	Ausströmen
<i>AV</i>	Anlagenverluste
AW	Ammoniak Wassermischung
AWP	Absorptions-Wärmepumpanlage
COP	Coefficient of Performance
DEC	Desiccant Evaporative Cooling
FFG	Forschungs-Förderungs-Gesellschaft
<i>ges</i>	Summe aller verwendeten
HD	Hochdruck
<i>K</i>	Kolben
<i>KAD</i>	Kammer Ammoniakdampf
KM	Kältemaschine
<i>kon</i>	Kondensat
<i>konB</i>	Kondensat Behälter
<i>KRL</i>	Kammer Reiche Lösung
<i>KS</i>	Kolbenstange
KWP	Kompressionswärmepump-Anlage
M+K	Membran plus Kolben
<i>l</i>	Luft
LMP	Lösungsmittelpumpe
<i>max</i>	Maximal möglich
ND	Niederdruck
<i>N</i>	Normzustand
<i>Reib</i>	Reibung
RL	Reiche Lösung
<i>Rück</i>	Rückschlagventil
<i>RückA</i>	Rückschlagventil Aktivierung
SB	Schraubenbelastung
<i>Schalt</i>	Schalten
<i>sim</i>	Simulation
Vent	Ventil
Verf	Verfügbar
VK	Vergleichskolben
VKa	Verteilerkanal

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
a, b	Allgemeine Konstanten	-
b_{VKa}	Breite Verteilerkanal	m
\bar{c}	Durchschnittsgeschwindigkeit	m/s
\bar{d}	Y Versatz der Geradengleichung	m
d_a	Außendurchmesser Membran	m
d_h	Hydraulischer Durchmesser	m
d_{ma}	Außendurchmesser nicht gespannte Membran	m
d_i	Lochdurchmesser in der Membran	m
d_{mi}	Innendurchmesser nicht gespannte Membran	m
d_{VK}	Durchmesser Vergleichskolben	m
E	E-Modul	N/mm^2
F	Kraft	N
F_{Ax}	axiale Membrankraft	N
F_M	Membrankraft	N
F_v	Flächenverhältnis	-
f	Massenanteil von flüssigem im dampfförmigen Ammoniak	%
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
h	Höhe	m
hub	Gesamter Kolbenweg	m
k	Steigung der Geradengleichung	-
k_V	Ventilkennwert	m^3/h
k_{VK}	Korrekturwert für k_V	-
k_W	Korrekturwert Membransteifigkeit	-
l	Länge	m
m	Masse	kg
m_{bHD}	Masse im Behälter bei HD	kg
m_{bND}	Masse im Behälter bei ND	kg
n	Gesamtanzahl der Proben	-
p	Druck	bar
\bar{p}_{bHD}	Mittelwert bei HD	bar
\bar{p}_{bND}	Mittelwert bei ND	bar
Q_0	Wärmeleistung Verdampfer	kW
Q_A	Wärmeleistung Absorber	kW
Q_c	Wärmeleistung Kondensator	kW
Q_H	Wärmeleistung Austreiber	kW
R	Gaskonstante	J/kgK
Re	Reynoldszahl	-
$Rp_{0,2}$	Streckgrenze	N/mm^2
S	Standardabweichung	-

s	Dicke	m
t	Zeit	s
T	Absolute Temperatur	K
T_{Gen}	Temperatur Generator	K
T_{Kon}	Temperatur Kondensator	K
T_{Verd}	Temperatur Verdampfer	K
U	Umfang	m
V	Volumen	m ³
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
V_{M+K}	Verdrängungsvolumen Membran und Kolben	m ³
P_{el}	Benötigte elektrische Leistung KWP	kW
P_{elAWP}	Benötigte elektrische Leistung AWP	kW
x	Kolbenposition	m
\dot{x}	Kolbengeschwindigkeit	m/s
\bar{X}	Mittelwert der Messreihe	Einheit der Messreihe
X_i	Messwert	Einheit der Messreihe
\dot{m}	Massenstrom	kg/h
$\Delta m_{iSchalt}$	Massendifferenz Luft pro Schaltung	mg/Schaltung
$\Delta m_{ADSchalt}$	Massendifferenz AD pro Schaltung	mg/Schaltung
Δp	Druckdifferenz	bar
Δp_{Anlage}	Anlagendruckverlust	bar
$\Delta p_{Anlagefix}$	Fixe Anlagendruckverluste	bar
$\Delta p_{Anlagevar}$	Massenstromabhängige Anlagendruckverluste	bar · h/kg
ΔV_{Schalt}	Volumendifferenz pro Schaltung	ml/Schaltung
ε	Dehnung	-
σ	Spannung	N/mm ²
\varnothing_o	Durchmesser Führung oben	mm
\varnothing_u	Durchmesser Führung unten	mm
μ	Reibbeiwert	-
ν	Kinematische Viskosität	m ² /s
λ	Rohrreibungszahl	-
ρ	Dichte	kg/m ³
ζ	Konzentration	-

1 EINLEITUNG

Mit fortschreitender Industrialisierung und dem ansteigenden Lebensstandard, in der westlichen Welt, steigt der Bedarf an Kälte bzw. Wärme sowohl für technische Prozesse als auch für die Gebäudeklimatisierung. Zusätzlich zu der Minimierung des Bedarfs rücken auch die Reduzierung der Treibhausgase und der Verbrauch von limitierten Rohstoffen immer mehr in den Fokus. Im Hinblick auf diese Themen, kann ein energieeffizientes Wärme/Kältesystem zur Verbesserung der Gesamtsituation beitragen.

Eine Alternative zu den bereits häufig eingesetzten Kompressionsanlagen sind thermisch angetriebene Absorptionsanlagen. Der größte Vorteil dieser Anlagenvariante ist, dass die Antriebsenergie zum größten Teil aus Wärme und nicht aus elektrischer Energie besteht. Bei den momentan verwendeten Absorptions-Wärmepumpenanlagen (AWP) wird die anfallende Druckdifferenz durch eine elektrisch angetriebene Lösungsmittelpumpe (LMP) überwunden. Der Energiebedarf der LMP ist im Verhältnis zur gesamten AWP relativ niedrig.

Ein interessantes Einsatzgebiet für AWP's bietet die „solare Kühlung“. Darunter ist zu verstehen, dass die benötigte Energie für die Kühlung bzw. das Klimatisieren eines Raums durch Sonnenenergie bereitgestellt wird. Der Vorteil ist, dass das System bis auf die Investitions-, Betriebs- (Umwälzpumpe externer Kreis) und Wartungskosten „gratis“ läuft. Zusätzlich decken sich die Bereitstellungs- und Bedarfskurve sehr gut, da genau im Sommer bei größtem Kühlbedarf die Sonne am meisten Leistung bereitstellt. Neben der Nutzung von Sonnenenergie ist es auch möglich, in der Industrie anfallende Abwärme, auf geringem Temperaturniveau, zur Kälteerzeugung zu nutzen. Dies würde sowohl den Energieverbrauch, als auch die CO₂-Emissionen vermindern und so einen großen Teil für eine sauberere Zukunft beitragen. Ein weiterer Anwendungszweck ist der Ersatz einer Gastherme durch eine gasbetriebene AWP was im Vergleich zu einem Gaskessel mit einer Effizienzsteigerung verbunden ist.

Motivation

Wie aus der Einleitung hervorgeht besitzen AWP's hohes wirtschaftliches Potential und können mithelfen die Umweltbelastung zu minimieren. Im Kleinleistungsbereich (< 20 kW Kälteleistung) stellt die i.d.R elektrisch angetriebene LMP einen signifikanten Kostenfaktor dar. Der Grund dafür ist die komplexe Bauweise, die verwendeten Materialien (aggressives Medium Ammoniak) und die geringen Stückzahlen. Die Neuentwicklung einer LMP kann daher maßgeblich zu einer Reduktion der Gesamtkosten und somit zu einer weiteren Verbreitung von AWP's beitragen. Zusätzlich kann durch ein neues Konzept für eine thermisch angetriebene LMP der elektrische Energiebedarf und damit die Betriebskosten reduziert werden.

Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit war, die Entwicklung und Konstruktion eines Prototypen einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe. Für die Entwicklung der, als „DoublePump“ bezeichneten, Pumpe wurde auf die Erfahrungen aus einer Vorversuchpumpe (Kotnig, 2011) und einem Prototypen („ThermoPump“) mit ersten Messergebnissen (Handler, 2012) zurückgegriffen. Zusätzlich wurde versucht die Anschaffungskosten durch eine geeignete Konstruktion und die Auswahl bestmöglicher Komponenten weiter zu minimieren und die negativen Auswirkungen

durch die Umsetzung des Konzeptes, aufgrund des für den Antrieb benötigten Kältemitteldampfes, auf den COP der Anlage so gering wie möglich zu halten. Die DoublePump wurde anschließend gefertigt und in die am Institut bestehende Kältemaschine (KM) vom Typ „Pink Chiller 19“ integriert. Mit dieser Anlage wurden anschließend erste Versuche im Betrieb durchgeführt und ausgewertet.

Inhalte der Kapitel

In Kapitel 2 werden die grundlegenden Unterschiede zwischen Absorptions- und Kompressionswärmepump-Anlagen erläutert. Zusätzlich wird die Wirkungsweise der AWP erklärt und auf die Bedeutung der Stoffpaarung eingegangen.

Kapitel 3 beschäftigt sich mit den Ergebnissen und dem Verbesserungspotential der ThermoPump (Handler, 2012) und zeigt weitere technische Anwendungen, die bei der Konzeptfindung als Analogie dienen.

Kapitel 4 beinhaltet alle Vorversuche, die vorab zur Konzeptfindung, Komponentenauswahl und zur Feststellung von für die Simulation benötigten Werten durchgeführt wurden. Dabei wurden vor allem die Komponenten (Membran und Magnetventil) untersucht.

Kapitel 5 beschäftigt sich mit der Simulation und beschreibt zu Beginn die getroffenen Annahmen, erläutert anschließend die physikalischen Grundlagen und schließt mit den Ergebnissen der MatLab Simulation und deren Interpretation ab.

In Kapitel 6 wird sowohl auf die Anforderungen an die Konstruktion und deren grobe Umsetzung als auch auf spezielle Details eingegangen. Abschließend werden eine Kostenaufschlüsselung und eine Gegenüberstellung zwischen den Kleinserienkosten und den Prototypenkosten angeführt.

In Kapitel 7 wird die Auswertung der ersten Messergebnisse, aus dem Betrieb in der AWP, betrachtet. Diese Werte werden zur Validierung der Simulationsergebnisse und zur Effizienzabschätzung verwendet.

Im abschließenden Kapitel 8 werden die Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick zum Optimierungspotential der DoublePump und dem weiteren Projektverlauf angeführt, dazu gehört die Langzeituntersuchung und das Ermitteln des Anfahrverhaltens.

2 GRUNDLAGEN

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit den Grundlagen von Wärmepump-Anlagen. Einleitend werden die unterschiedlichen Einteilungsmöglichkeiten dargestellt, um dann im speziellen die AWP und Kompressionswärmepump-Anlage (KWP) zu vergleichen. Im zweiten Abschnitt wird speziell auf das Anlagenkonzept der AWP eingegangen und die dafür wichtigen Komponenten erklärt. Zusätzlich wird auf die möglichen Stoffpaarungen zur Absorption eingegangen. Anhand dieser Grundlagen ergeben sich später die Randbedingungen der DoublePump.

2.1 Einteilung von Wärmepump-Anlagen

Laut Miara et al. (2013) gibt es mehrere Kriterien nach denen Wärmepump-Anlagen eingeteilt werden können, dazu gehören der Verwendungszweck (Heizen (Wärmepumpe) oder Kühlen (Kälteanlage)), die Antriebsart (thermisch oder mechanisch) und die unterschiedlichen Wärmequellen (Erdreich, Grundwasser oder Luft). Neben den KWP's zeigt Abbildung 2-1 einen Überblick über die unterschiedlichen Varianten von thermisch angetriebenen Wärmepumpenanlagen nach Rieberer (2014a). Es ist zu erkennen, dass es eine Vielzahl an Ausführungsvarianten gibt. Diese werden in drei Hauptgruppen unterteilt.

Bei den thermomechanischen Prozessen wird neben Wärme meist mechanische Energie zugeführt, sie sind bei uns vor allem in Form der Kombination Rankineprozess mit Kompressor verbreitet. Für den thermokinetischen Prozess gibt es mit der Dampfstrahlkältemaschine nur einen Vertreter bei dem über einen Auslaufdiffusor kinetische Energie zur Überwindung der Druckdifferenz genutzt wird. Die für die Arbeit relevante AWP gehört zu der Gruppe der Sorptionsprozesse. Der Hauptunterschied der verschiedenen Ausführungen von Sorptionsanlagen ist der Aggregatzustand des Sorptionsmittels, welches bei Absorption flüssig, bei Adsorption fest und bei DEC beides sein kann.

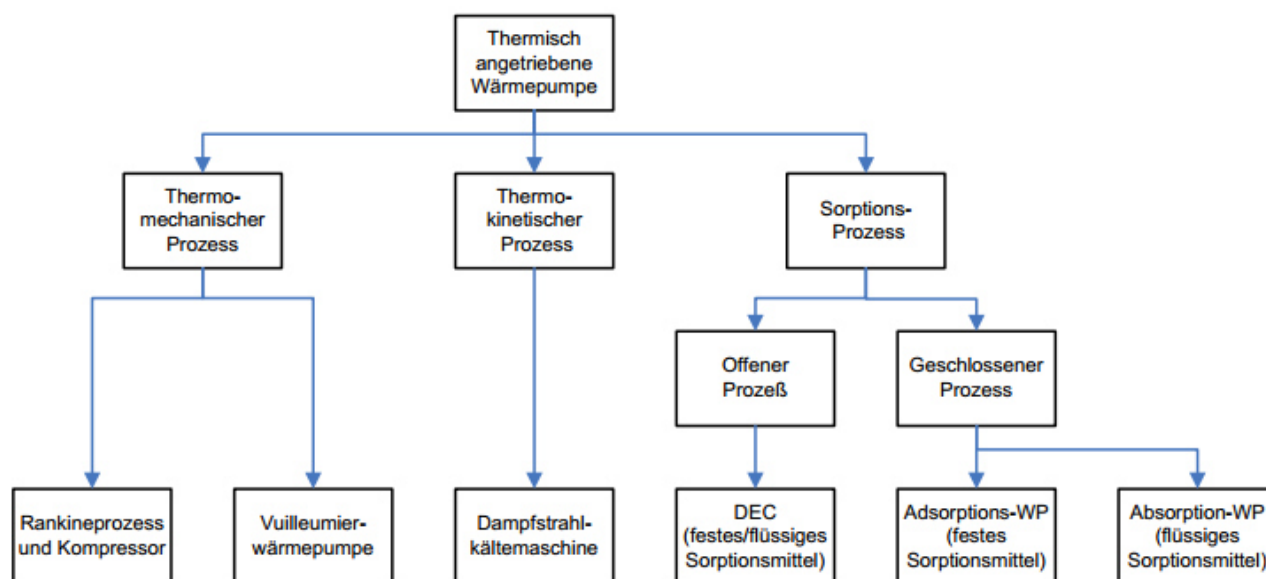


Abbildung 2-1: Einteilung thermisch angetriebener Wärmepump-Anlagen (Rieberer, 2014a)

Trotz der Vielzahl an unterschiedlichen Varianten verfolgen alle dasselbe Ziel, die Energiezufuhr auf niedrigem Temperaturniveau und die Energieabgabe bei mittlerer Temperatur. In manchen

Anlagen erfolgt auch noch eine Energiezufuhr bei hoher Temperatur. Durch diese Prozessführung ist es möglich aus Umweltwärme entweder Heizwärme oder Kühlkälte zu erzeugen.

2.2 Absorptionswärmepump-Anlage vs. Kompressionswärmepump-Anlage

Die Kompressionswärmepump-Anlage ist im kleinen Leistungsbereich (< 20 kW Kälteleistung) laut Miara et al. (2013) die am meisten verbreitete Bauart, aus diesem Grund wird diese zum Vergleich mit der Absorptionswärmepump-Anlage herangezogen. Es werden sowohl der Anlagenaufbau als auch die thermodynamische Prozessführung verglichen. Um den Vergleich überschaubar zu halten werden von beiden Wärmepumpentypen die einfachsten Ausführungen ausgewählt (einstufig ohne zusätzliche Wärmetauscher).

2.2.1 Funktionsprinzip

Abbildung 2-2 zeigt die Gegenüberstellung des Anlagenaufbaus einer KWP (links) und einer AWP (rechts) ohne Lösungsmittelwärmetauscher. Für die Erklärung des Ablaufs werden die Punkte für die Zustände wie in Abbildung 2-2 gezeigt verwendet. Bei beiden Wärmepumpentypen ist der Kältemittelkreislauf der gleiche, dies beinhaltet den Kondensator (1-2), die Kältemitteldrossel (2-3) und den Verdampfer(3-4). Die Beschreibung der einzelnen Komponenten erfolgt nach Rieberer (2014b).

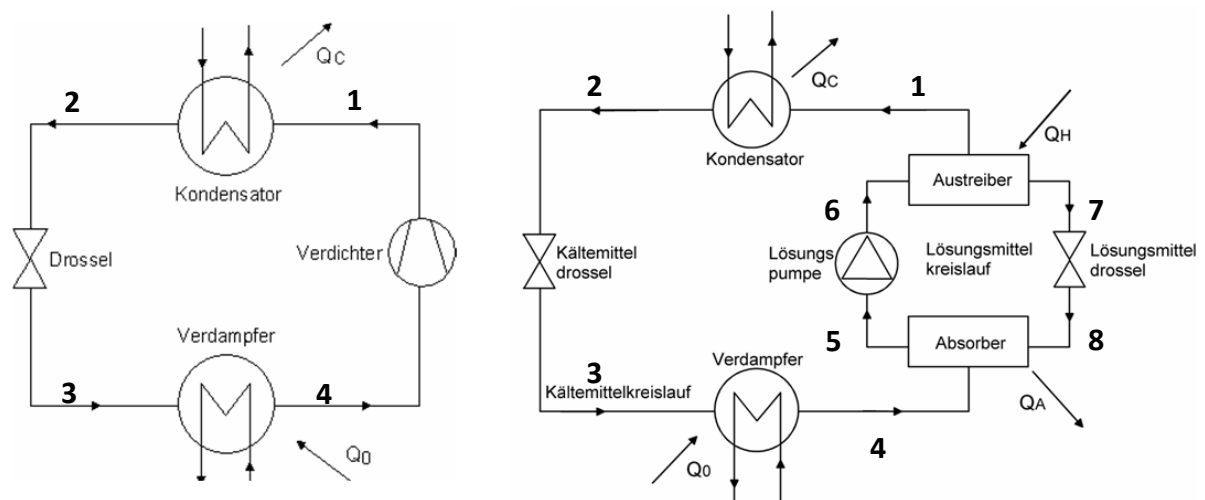


Abbildung 2-2: Vergleich Anlagenaufbau Kompressionswärmepump-Anlage (links) mit Absorptionswärmepump-Anlage (rechts) (Moser, 2008)

Kondensator (1-2): Ein Kältemittel wird bei hohem Druckniveau durch Abführung von Wärme (Q_c) vom dampfförmigen in den flüssigen Zustand übergeführt. Die Wärmeabfuhr erfolgt bei mittlerem Temperaturniveau über einen Wärmetauscher an einen Kühlwasserkreislauf.

Kältemitteldrossel (2-3): Das Kältemittel wird mithilfe der Drossel vom hohen Druckniveau auf das niedrige Druckniveau entspannt.

Verdampfer (3-4): Im Verdampfer wird das Kältemittel durch Zufuhr von Wärme (Q_0) bei niedrigem Temperaturniveau wieder verdampft.

Der Unterschied der beiden Prozesse besteht im letzten Prozessschritt (4-1), in dem der Kältemitteldampf vom niederen auf das hohe Druckniveau gebracht wird. Bei der KWP wird die Druckerhöhung von einem mechanischen Verdichter, im dampfförmigen Zustand, unter Zufuhr von elektrischer Leistung (P_{el}) bewerkstelligt. Bei der AWP wird dieser mechanische Verdichter durch einen „thermischen Verdichter“ ersetzt, der es ermöglicht die Druckerhöhung des Kältemittels in flüssiger Form durchzuführen (Rieberer, 2014b). Dadurch beträgt der Bedarf an elektrischer Leistung (P_{elAWP}) nur etwa 5-10 % im Vergleich zur Kompressionswärmepump-Anlage (Pohlmann et al., 2010). Die Umsetzung eines „thermischen“ Verdichters erfolgt durch einen zusätzlichen Lösungskreislauf.

Absorber(4/8-5): Der Kältemitteldampf in Zustand 4 wird im Absorber vom Lösungsmittel (arme Lösung) in Zustand 8 unter Abfuhr von Wärme (Wärmetönung QA) bei mittlerem Temperaturniveau absorbiert. Durch diesen Vorgang steigt die Konzentration der Lösung (von „arm“ zu „reich“). Anschließend ist diese flüssig und wird als reiche Lösung (RL) beim Zustand (5) bezeichnet. Die Lösung besteht ca. aus 50% Kältemittel und 50% Lösungsmittel.

Lösungsmittelpumpe (5-6): Die reiche Lösung wird nun durch Zufuhr von mechanischer Leistung (P_{elAWP}) mithilfe der Lösungsmittelpumpe auf das hohe Druckniveau gebracht.

Austreiber (6-1/7): Im Austreiber wird die reiche Lösung bei Zustand 6 durch die Zufuhr von Wärme (QH) wieder in die arme Lösung Zustand 7 und den Kältemitteldampf Zustand 1 getrennt. Der ausgetriebene Kältemitteldampf wird bei Bedarf noch rektifiziert und gelangt dann in den Kondensator. Das Temperaturniveau der zugeführten Wärme muss dabei höher als die Siedetemperatur des Lösungsmittels aber niedriger als die Dissoziationstemperatur des Kältemittels sein.

Lösungsmitteldrossel (7-8): Das Druckniveau der armen Lösung wird durch eine Drossel wieder gesenkt und bei Zustand 8 wieder in den Absorber geleitet.

Da der Anlagenaufbau der beiden Wärmepump-Anlagen bereits erklärt wurde, kann nun auf den thermodynamischen Hintergrund eingegangen werden. Bei der Kompressionsanlage wird durch Zufuhr von hochwertiger Energie Wärme bei niedriger Temperatur (T_{verd}) auf eine höhere Temperatur (T_{kon}) gebracht. Dies geschieht durch einen linkslaufenden Kreisprozess. Bei einer Absorptionsanlage hingegen ist dem Kältemittelprozess (linkslaufender Kreisprozess) ein rechtslaufender Absorber-/Desorberprozess überlagert. Durch diesen rechtslaufenden Prozess wird die Bereitstellung der Antriebsenergie, durch eine Wärmezufuhr im Austreiber bewerkstelligt.

Wie in Rieberer (2014b) angeführt folgt daraus, dass der Absorptionskreislauf im Gegensatz zum Kompressionswärmepumpkreislauf statt mit zwei mit drei Temperaturniveaus arbeitet:

- Verdampfungstemperatur/ Niedertemperatur T_{verd} (Wärmequelle, Verdampfer)
- Kondensations- und Absorptionstemperatur/ Mitteltemperatur T_{kon} (Wärmesenke, Kondensator und Absorber)
- Desorptionstemperatur/ Hochtemperatur T_{gen} (Wärmequelle, Generator/Austreiber)

Um die Arbeitsprozesse in einem T/S-Diagramm miteinander zu vergleichen werden diese in einen Idealprozess übergeführt. Es kann sowohl für die Kompressions-Kältemaschine als auch für die Sorptions-Kältemaschine ein Carnot-Kreisprozess als Vergleichsprozess aufgestellt werden. Der Carnot-Kreisprozess ist durch die völlige Umkehrbarkeit aller Vorgänge gekennzeichnet. Um diesen Idealprozess ansetzen zu können müssen laut Niebergall (1981) folgende Annahmen getroffen werden:

- Die Expansion und die Kompression des Kältemittels zwischen Kondensator und Verdampfer müssen adiabat und reibungsfrei (isentrop) ablaufen. Zusätzlich müssen bei der AWP die Expansion und die Kompression des Lösungsmittels zwischen Austreiber und Absorber einer adiabten und reibungsfreien (isentropen) Zustandsänderung entsprechen.
- Es kommt zu einer vollkommenen Rektifikation der ausgetriebenen Kältemitteldämpfe, so dass das reine Kältemittel in den Kreislauf gelangt. Daraus ergibt sich die Annahme eines Stoffpaares, bei dem das Lösungsmittel keinen eigenen Dampfdruck besitzt.
- Es wird ein ideales Arbeitsstoffpaar verwendet. Diese Annahme bedeutet, dass die spez. Wärme sowohl des flüssigen als auch des dämpfförmigen Kältemittels längs der Grenzkurven gleich Null ist. Daraus folgt, dass sowohl die Verdampfungswärme als auch die Lösungswärme konstant sind, somit wird die Lösungswärme nur von der Lösungskonzentration beeinflusst.
- Es kommt in der ganzen Anlage zu keinem ungewollten Druckverlust
- Es gibt einen unendlichen Lösungsumlauf um eine unendlich kleine Entgasungsbreite zu erhalten. Somit findet die Austreibung bzw. Absorption bei einer Temperatur statt.

Die getroffenen Annahmen führen zu den in Abbildung 2-3 gezeigten Prozessen im T/s-Diagramm. Somit bestehen die Prozess aus der Isothermen Wärmezu- und -Abfuhr und der isentropen Verdichtung und Expansion.

In Abbildung 2-3 (rechts) sind die drei Temperaturniveaus (T_{Verd} , T_{Kon} und T_{Gen}) des Absorptionswärmepumpsprozesses zu erkennen. Des Weiteren ist der für die AWP erforderliche rechtslaufende Kreisprozess ersichtlich.

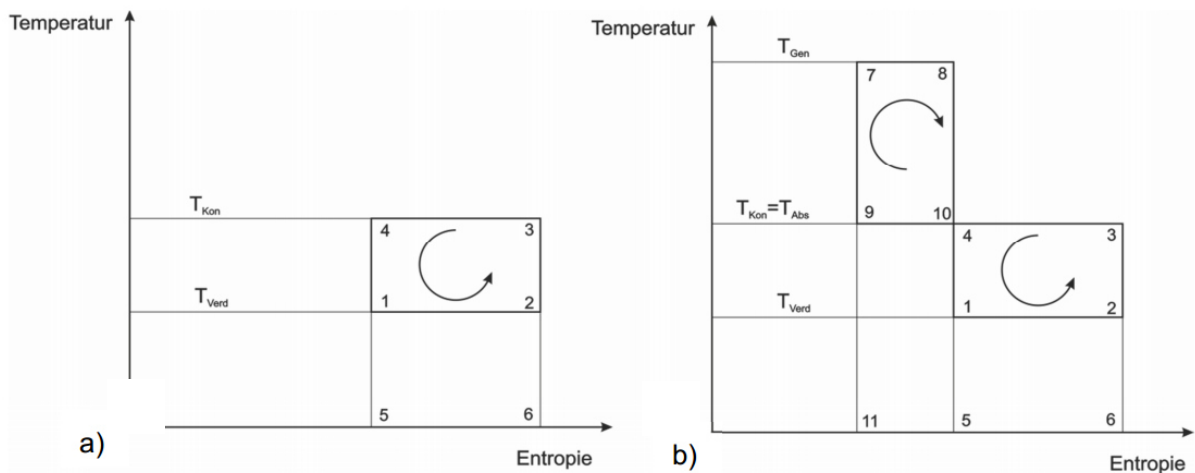


Abbildung 2-3: Idealer Kompressions- (links) und Absorptionswärmepumpprozess (rechts) im T/s-Diagramm (Rieberer, 2014b)

2.2.2 Vor- und Nachteile von Absorptionswärmepump-Anlagen

Der größte Vorteil von AWP ist die direkte ökologische Nutzung von Sonnenenergie oder industrieller Abwärme. Direkt bedeutet in diesem Fall, dass für die Nutzung der Sonnenenergie keine teure Photovoltaikanlage sondern eine günstigere thermische Solaranlage verwendet werden kann. Die Nutzung der Abwärme wirkt sich natürlich auch auf die CO₂-Emissionen positiv aus.

Ist die Möglichkeit der Nutzung solcher Energien nicht gegeben muss die AWP befeuert werden, ein Vorteil dabei ist, dass jede Art von Befeuerung möglich ist (Gas, Öl, Biomasse, ...). In diesem Fall muss jedoch der Wärmepreis mit dem Preis für Elektrizität verglichen werden. Einen Vergleich ab welchem Preisverhältnis welche Art von Kälteanlage zur Kälteerzeugung sinnvoll ist zeigt Abbildung 2-4. Hier ist leider zu erwähnen, dass bei den momentan teuren Wärmekosten für Gas in Graz für einen Privathaushalt von ca. 45,7 €/MWh (E-Control Austria, 2016) und den geringen Elektrizitätskosten von 0,213 €/kWh (E-Control Austria, 2016) die KWP bei den meisten Verdampfungstemperaturen wirtschaftlicher arbeitet.

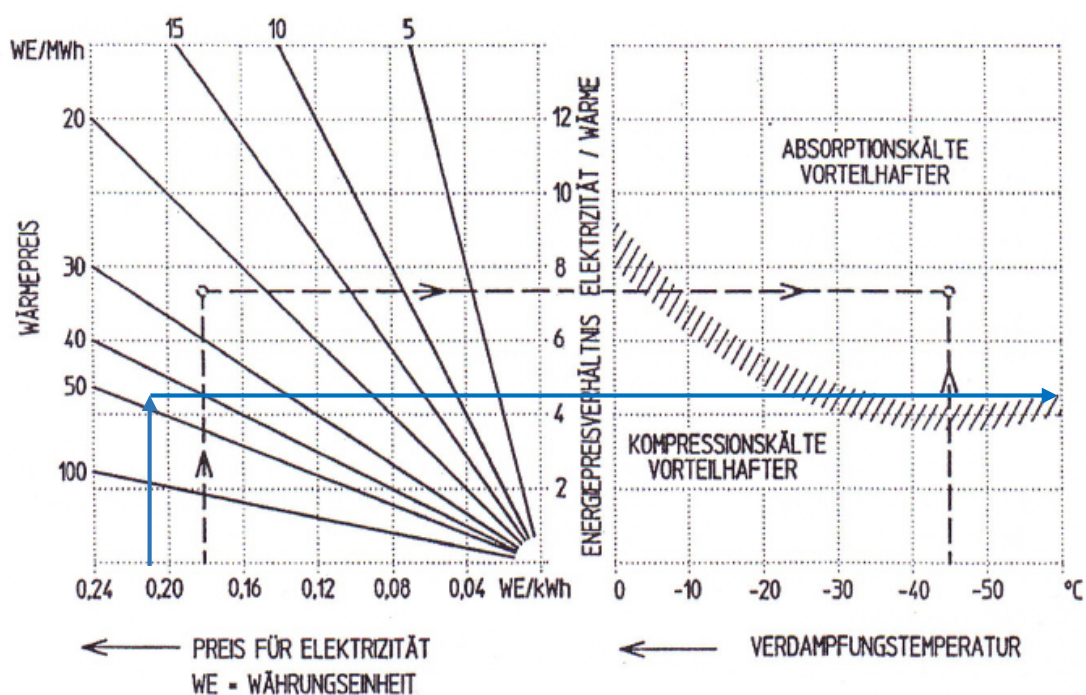


Abbildung 2-4: Energiekostengleichheit von Kompressions- und Absorptions-Kältesystemen (Pohlmann et al., 2010)

Ein Nachteil ist der geringe Marktanteil von AWP's, dieser hat aufgrund der geringen gefertigten Stückzahlen bei kleinen Baugrößen zum Teil hohe Komponentenkosten und daraus resultierend hohe Anschaffungskosten zur Folge. Des Weiteren ist durch die geringe Verbreitung der technische Stand der AWP noch hinter der KWP, dies gilt vor allem im kleinen Leistungsbereich.

Ein weitere Nachteil ist die Einschränkung des Kältemittels, da dieses zum einen die hohen Anforderungen eines Kältemittels erfüllen, zum anderen aber auch die für den Absorptionsprozess benötigten Eigenschaften mit sich bringen soll. Diese Kombination schränkt die Auswahl schon sehr stark ein (näheres dazu siehe Kapitel 2.3).

Abschließend ist zu sagen, dass je nach Einsatzzweck beide Wärmepump-Anlagentypen ihre Daseinsberechtigung haben und die AWP aufgrund des hohen Entwicklungspotenzials seinen Marktanteil wahrscheinlich noch erhöhen wird.

2.3 Absorptionsprinzip und Stoffpaarung in Absorptionswärmepump-Anlagen

Für die Auslegung der DoublePump ist neben der Prozessführung hauptsächlich das verwendete Medium von Interesse, da dieses die Materialauswahl der Konstruktion stark einschränkt. Für diese Arbeit war die Stoffpaarung Ammoniak/Wasser als Absorptionspaarung vorgegeben, nichts desto trotz wird an dieser Stelle auf die Grundlagen des Absorptionsprinzips eingegangen und eine alternative Stoffpaarung für die AWP angeführt.

Grundlage für die Funktion der AWP ist die Thermodynamik von Zweistoffgemischen. Bei dieser wird der Zustandspunkt anstatt mit zwei, durch drei Größen festgelegt (Druck p , Temperatur T und Konzentration ζ (meist kg Kältemittel je kg Gemisch)). Das Zweistoffgemisch bei der Absorption besteht aus dem Kältemittel und einem flüssigen Absorptionsmittel, wobei das gelöste Kältemittel einen höheren Verdampfungsdruck als das Lösungsmittel besitzt. (Pohlmann et al., 2010)

Der Vorgang bei der Absorptionswärmepump-Anlage besteht aus zwei Teilschritten, der Absorption und der Desorption. Bei der Absorption geht der Kältemitteldampf unter Wärmeabfuhr in Lösung mit dem Absorptionsmittel. Bei der Desorption beginnt das Kältemittel unter Zufuhr von Wärme ab einer bestimmten Temperatur, der Siedetemperatur dieser Lösung bei vorherrschendem Druck im Austreiber, wieder auszudampfen (Rieberer, 2014b). Abbildung 2-5 zeigt schematisch diesen Absorptions- und Desorptionsmechanismus.

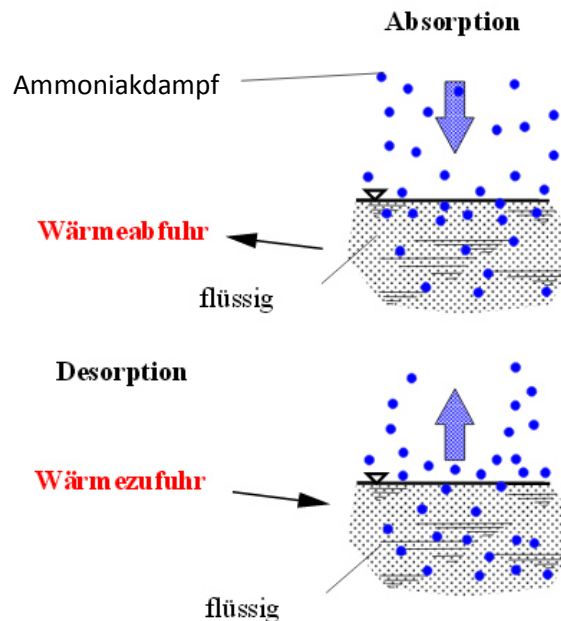


Abbildung 2-5: Absorptionsmechanismus (vgl. Röben, 2002)

Obwohl das Thema der Arbeitsstoffpaare bereits intensiv erforscht wurde, kommen bis heute nur zwei Arbeitsstoffpaare im großen Stil zur Anwendung.

Das erste ist die Kombination aus Wasser (Kältemittel) und Lithiumbromid (Lösungsmittel). Ihre Vorteile sind unter anderem der niedrige Dampfdruck von Wasser und die hohe Leistungsdichte. Zusätzlich ist die LiBr-Lösung nicht flüchtig (keine Rektifikation) und weder toxisch noch entflammbar. Der größte Nachteil ist der Gefrierpunkt des Wassers, womit ein Einsatz unter 0 °C nicht möglich ist. Zusätzlich sind die aggressive Verbindung mit Luftsauerstoff und die hohe Anforderung an die Dichtheit, der Anlage, aufgrund der niedrigen Prozessdrücke, anzuführen. (Pohlmann et al., 2010)

Das zweite Arbeitsstoffpaar besteht aus Ammoniak (Kältemittel) und Wasser (Lösungsmittel). Dessen Vorteile sind der weite Einsatzbereich bis -60 °C und das gute Wärme- bzw. Stoffübertragungsverhältnis. Die Nachteile sind die Flüchtigkeit des Lösungsmittels, der hohe Druck des Kältemittels und die toxische Eigenschaft des Ammoniaks. (Pohlmann et al., 2010)

Laut Moser (2008) ergibt sich bei einem Effizienzvergleich ein deutlich besseres Ergebnis für die $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ Mischung. Aufgrund dieser Eigenschaft folgt, dass für Anwendungen mit einer Verdampfungstemperatur von größer 4 °C $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ zu bevorzugen ist. Für Anwendungen bei denen die Verdampfungstemperatur 0 °C unterschreitet, muss auf die Kombination aus $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ oder mögliche andere Alternativen zurückgegriffen werden.

Das Konzept der DoublePump wurde wie bereits oben erwähnt für die $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ Kombination ausgelegt, da die Verdampfungstemperatur auch unter 0 °C liegen kann.

3 STAND DER TECHNIK

In diesem Kapitel wird auf den aktuellen Stand der Technik eingegangen. Dies beinhaltet unter anderem eine Zusammenfassung der vorhandenen Erfahrungen, aus bereits abgeschlossenen Diplomarbeiten am Institut für Wärmetechnik, sowie ähnlichen Anwendungen aus der Industrie, die als Vorbild für einzelne Konstruktionsdetails bzw. für das Gesamtkonzept herangezogen wurden.

3.1 Vorgängermodell „Thermopump“

Wie bereits in der Einleitung erwähnt beschäftigt sich das Institut für Wärmetechnik an der TU Graz bereits seit längerem mit der Entwicklung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe.

Daher ist es naheliegend die bereits gesammelten Informationen und das Knowhow in die Arbeit einfließen zu lassen. Die Ergebnisse von Kotnig (2011) wurden nicht direkt verwendet, diese waren aber die Grundlage für die von Handler (2012) entwickelte Pumpe ThermoPump auf der die DoublePump aufgebaut wurde. In weiterer Folge wird der Aufbau der ThermoPump gezeigt. Zusätzlich werden einzelne Messergebnisse diskutiert und die daraus gezogenen Schlussfolgerungen für die DoublePump erläutert. Dies ist nur ein Auszug aus Handler (2012) für weitere Informationen bezüglich der ThermoPump wird auf diese Diplomarbeit verwiesen.

In Abbildung 3-1 wird die Schnittdarstellung der ThermoPump gezeigt. Die mit K gekennzeichneten Bauteile sind jene, die zusammen den Membranklemmkolben bilden. L kennzeichnet die kleine Membran und trennt den Pumpenraum (jener Raum in dem sich die zu pumpende reiche Lösung befindet) vom Federraum (mit Luft gefüllter Raum in dem sich die Feder befindet). M zeigt die große Membran, die den Kraftraum (Raum in dem der Ammoniakdampf mit Hochdruck zugeführt wird) vom Pumpenraum trennt. Mit N wird das Pumpengehäuse und mit O der Pumpengehäusedeckel gekennzeichnet. Die Verbindung dieser beiden Bauteile wurde mit den Stiftschrauben P ausgeführt. Mit G wird das Rückschlagventil bezeichnet, dieses verhindert das Zurückströmen des angesaugten Mediums während des Förderhubes. J zeigt die Federvorspanneinrichtung, damit kann die Vorspannkraft der Rückstellfeder stufenlos variiert werden. (Handler, 2012)

- G ... Rückschlagventil
- J ... Federvorspanneinrichtung
- K ... Membranklemmkolben
- L ... kleine Membran
- M ... große Membran
- N ... Pumpengehäuse
- O ... Pumpengehäusedeckel
- P ... Stiftschrauben

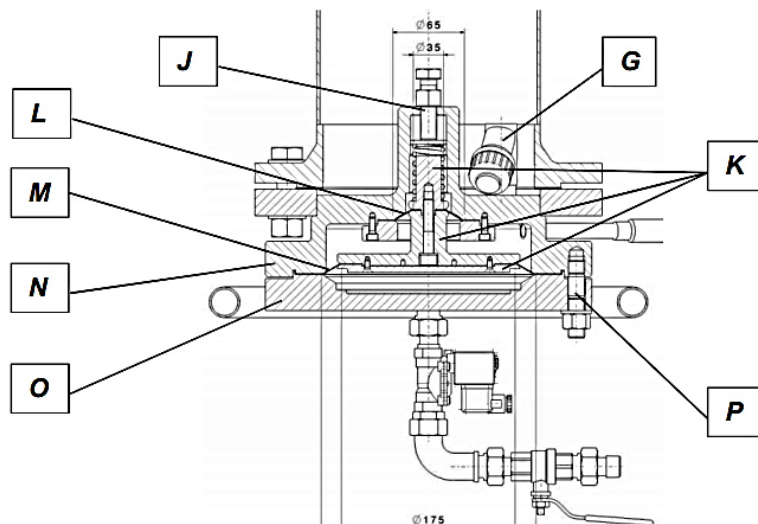


Abbildung 3-1: Schnittdarstellung der ThermoPump (Handler, 2012)

Bei der ThermoPump wird während Aufwärtsbewegung des Kolbens RL ausgefördert und AD strömt bei HD ein (7 bar in Abbildung 3-2). Während der Abwärtsbewegung des Kolbens durch die Feder wird RL angesaugt und AD strömt gegen ND aus (0 bar in Abbildung 3-2). Näheres siehe Handler (2012).

Abbildung 3-2 zeigt die Druckverläufe in der ThermoPump bei unterschiedlichen Schaltzeiten. Im Profil a ist deutlich zu erkennen, dass der Zeitabschnitt des Saugens im Vergleich zum Fördern zu kurz gewählt wurde. Bei Profil b wurde im Vergleich ein zu langer Saugzeitabschnitt gewählt. Es wird in diesem Fall zwar das ganze Saugpotential ausgeschöpft, aber der Druckverlauf im Pumpenraum steigt an, bevor die Pumpe wieder in den Förderzustand wechselt. Das Druckprofil c zeigt die optimale Einstellung der Schaltzeiten da keine Totzeiten auftreten. Das Potential der Pumpe kann in diesem Fall voll genutzt werden. (Handler, 2012)

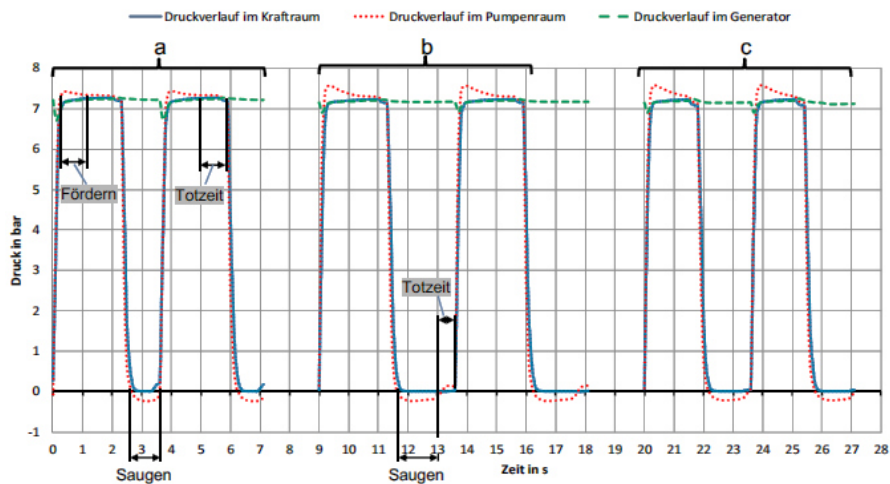


Abbildung 3-2: Druckverläufe bei unterschiedlichen Schaltzeiten (Handler, 2012)

In Abbildung 3-3 ist das Überdruckpotential für das relevante Saugdruckpotential in Abhängigkeit der Vorspannkraft dargestellt. Die schwarze Volllinie stellt die Überdruckentwicklung dar. Der maximale Überdruck nimmt mit steigender Federvorspannkraft ab, weil ein Teil des Überdrucks verwendet wird um die höhere Vorspannkraft auszugleichen. Die rot strichpunktierte Linie zeigt, dass durch eine Erhöhung der Vorspannkraft der Unterdruck und somit das Saugpotential erhöht werden kann. Der Grund dafür ist, dass durch die höhere Vorspannkraft mehr Kraft, durch die Feder, zur Kolbenrückstellung zur Verfügung steht. (Handler, 2012)

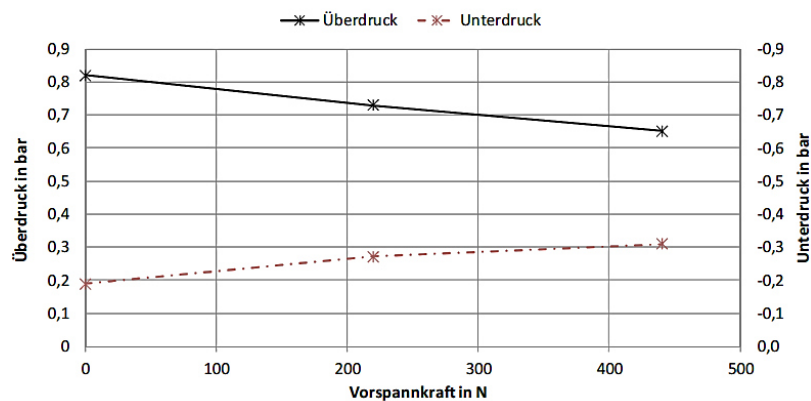


Abbildung 3-3: Maximal erreichbarer Über- bzw. Unterdruck in Abhängigkeit unterschiedlich hoher Federvorspannung ($\rho_{HD}=8,5$ bar und $\rho_{ND}=1$ bar) (Handler, 2012)

Zusätzlich zu den oben angeführten Messergebnissen wurde auch der Lösungsmassenstrom ermittelt dieser erreicht je nach Betriebszustand ein Maximum von ca. 300 kg/h. Dieses Maximum wurde bei einer Schaltzeit von 2,5 Sekunden je Ventil (5 Sekunden pro Periode) erreicht. Es ist zu erwähnen, dass es sich bei diesen Werten nicht um den Betrieb in einer AWP handelte sondern um einen Luft-Wasser Prüfstand mit etwas anderen Druckniveaus, da Messung mit der AWP nicht angeführt sind. (Handler, 2012)

Anhand dieser Untersuchungen wurde bewiesen, dass das Konzept funktioniert und die Konstruktion ihre Aufgabe erfüllt, auch wenn der gewünschte Massenstrom nicht erreicht wurde. Wie zuvor gezeigt wurde ist das Förder- und Saugpotential stark von der Federvorspannkraft abhängig. Dies ist jedoch ungünstig, da das Druckpotential zusätzlich vom Betriebspunkt abhängig ist und die Vorspannkraft im Betrieb nicht geändert werden kann. Bei den Versuchen stellte sich ebenfalls heraus, dass sich ein maximaler Massenstrom bei einer Schaltzeit von 2,5 Sekunden je Ventil einstellt. All diese Erkenntnisse wurden bei der Konstruktion und der Entwicklung der neuen DoublePump berücksichtigt.

3.2 Ähnliche Komponenten

Bei den ähnlichen Anwendungen handelt es sich um Bauteile die standardmäßig in der Industrie eingesetzt werden. Diese werden zum Teil in sehr großen Stückzahlen gefertigt und sind dementsprechend gut entwickelt. Diese veröffentlichten Erkenntnisse wurden, zusätzlich zu den am Institut intern verfügbaren Erfahrungen, bei der Umsetzung und der Konzeptfindung für die DoublePump berücksichtigt und als Grundlage verwendet.

3.2.1 Hydraulik / Pneumatikzylinder

Hydraulikzylinder werden verwendet um hydraulische Drücke in mechanische Kräfte umzuwandeln. Dabei kommt es zu einer translatorischen Bewegung, aus diesem Grund werden Hydraulikzylinder auch als Linearmotoren bezeichnet. Der Arbeitsdruck im Hydrauliksystem ermöglicht es, große Kräfte aufzubauen und so große Lasten zu bewegen. Die Hubgeschwindigkeit wird vom Volumenstrom und von der Kolbenfläche beeinflusst. Hydraulikzylinder werden als Standardkomponenten von zahlreichen Herstellern angeboten.

Nach Will et al. (2014) sind die wesentlichen Komponenten eines Hydraulikzylinders ein Zylinderkörper, der oft als Rohr ausgebildet ist, und eine Kolbenstange mit Kolben. Für den Zylinderkörper wird in der Regel ein nahtloses Stahlrohr verwendet. Im Zylinderkörper bewegt sich der Arbeitskolben mit der Kolbenstange. Die Bewegungsrichtung ergibt sich durch Zuführung des Fluides am jeweiligen Anschluss (Einfahren/Ausfahren). Dabei wird das verdrängte Volumen der jeweils anderen Kolbenseite meist in einen Vorratsbehälter zurückgeführt.

Der Kolben ist mit einer Dichtung versehen und trennt die beiden Zylinderräume, um innere Leckagen zu vermeiden. Zum verschließen des Zylinderkörpers werden an den Enden Zylinderdeckel verwendet. Die Zylinderdeckel werden entweder mit dem Zylinderkörper verschraubt, verschweißt oder durch Zuganker verspannt. In den Zylinderdeckeln sind die Anschlüsse und die Endlagendämpfung untergebracht (Will et al., 2014).

Bei Hydraulikzylindern werden grundsätzlich vier Typen unterschieden:

- Einfach wirkende Zylinder
- Doppeltwirkende Zylinder
- Drehkolbenzylinder
- Schubkolbenschwenkantrieb

Doppelt wirkende Zylinder:

Die DoublePump ähnelt am ehesten dem doppeltwirkenden Zylinder. Dieser kann mit einseitiger oder beidseitiger Kolbenstange ausgestattet sein.

Abbildung 3-4 zeigt einen doppeltwirkenden Zylinder mit einseitiger Kolbenstange. Er besteht, wie bereits erwähnt, aus einer Kolbenstange (1), dem Zylinderrohr (2), dem Kolben (3), dem Zylinderboden (4), der Stangendichtung (5) und der Kolbendichtung (6). Die hydraulischen Anschlüsse werden mit (A) und (B) bezeichnet.

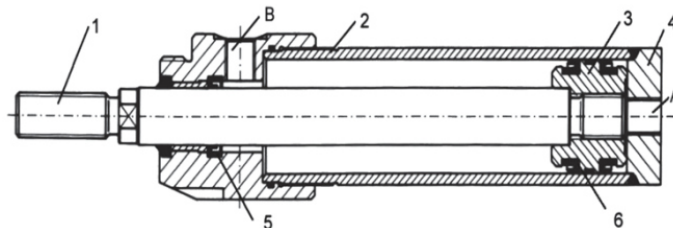


Abbildung 3-4: Doppeltwirkender Arbeitszylinder (Will et al., 2014)

Doppeltwirkende Zylinder haben zwei mit Hydraulikflüssigkeit beaufschlagbare Kolbenflächen. Die Verrichtung der Arbeit kann dadurch in beiden Bewegungsrichtungen erfolgen. Je nach Typ oder Arbeitsrichtung erfolgt die Beaufschlagung über die gesamte Kolbenfläche oder nur über die Ringfläche. Daraus ergibt sich, dass für $p=konst.$ sowohl die erzielbaren Kolbenkräfte als auch bei $V=konst.$ die Vorschubgeschwindigkeiten in beide Richtungen nicht identisch sind.

Zylinder mit beidseitiger Kolbenstange stellen einen Sonderfall dar, hier wird je nach Arbeitsrichtung nur eine Ringfläche mit Druckflüssigkeit beaufschlagt. Durch diese Vorgehensweise weist der Zylinder in beide Bewegungsrichtungen gleiche Eigenschaften auf (Will et al., 2014). In Abbildung 3-5 sind die Schaltzeichen der beiden zuvor erklärten Zylindertypen dargestellt. Anhand dieser Schaltzeichen können auch gut die Unterschiede der beiden Typen erkannt werden.

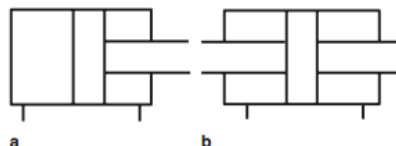


Abbildung 3-5: Schaltzeichen für doppeltwirkende Arbeitszylinder a) mit einseitiger Kolbenstange, b) mit beidseitiger Kolbenstange (Will et al., 2014)

Bei der Betrachtung der Ausführung der DoublePump (Kapitel 6) können einige Gemeinsamkeiten zu den hier beschriebenen Zylindertypen erkannt werden, wodurch es sich anbietet diese als Analogie herzunehmen.

Vor allem das Kolbendichtungskonzept von Hydraulikzylindern war für die DoublePump von großem Interesse, aus diesem Grund wird dieses noch etwas genauer behandelt.

Bei doppeltwirkenden Zylindern (Differential- und Gleichgangzylinder) können beide Seiten des Kolbens zur Arbeitsseite werden. Dies erfolgt durch die Förderung des Öls in den jeweiligen Arbeitsraum. Leckage bedeutet in diesem Fall „lediglich“ Energieverlust. Die dynamische Dichtheit ist hier nicht ganz so wichtig, um jedoch eine Last an einer bestimmten Stelle halten zu können, müssen auch diese Dichtungen statisch absolut dicht sein. Die Ausführung erfolgt entweder durch Lippen- oder durch Kompaktdichtungen. In der Konstruktionsphase ist zu beachten, dass eine exakte Abstimmung hinsichtlich der Einsatzanforderungen mit den Dichtungsherstellern vorzunehmen ist. (Will et al., 2014)

Als Dichtungsmaterial wird unter anderem PTFE mit verstärkenden Compounds eingesetzt, um die mechanische Belastbarkeit zu erhöhen. Durch dieses Vorgehen besitzen die Dichtungen sehr gutes Verhalten gegen Verschleiß und Druckbelastung bei niedrigen Reibbeiwerten.

PTFE Compounds haben laut Will et al. (2014) folgende Eigenschaften:

- die höchste Chemikalienbeständigkeit aller Kunststoffe
- niedriger Reibungskoeffizient, sowohl statisch als auch dynamisch (verhindert Stickslip-Effekt)
- sehr großer Temperaturbereich

Abbildung 3-6 zeigt ein Dichtungssystem eines Hydraulikzylinders mit einer Kolbendichtung (1) und einer Kolbenführung (4), das nach den oben angeführten Aspekten ausgelegt wurde.

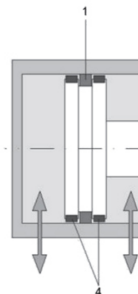


Abbildung 3-6: Dichtungssystem eines Hydraulikzylinders (Will et al., 2014)

Auch dieses Konzept mit den Kompaktdichtungen wurde für die DoublePump leicht adaptiert übernommen und durch Vorversuche (Kapitel 4) auf dessen Anwendbarkeit hin geprüft.

3.2.2 Membranpumpen

Neben den bereits angeführten Analogien wurden als weitere Korrespondenzen noch die Membranpumpen herangezogen. Sie gehören zum Typ der Verdrängerpumpen und sind laut mit einem Marktanteil von 24% die am zweithäufigst verbreitete Verdrängerpumpenbauart. Die Verdrängerpumpen kennzeichnen sich durch die periodische Volumenänderung des Arbeitsraumes, der durch Trennelemente gegen die Saug- und Druckleitung der Pumpanlage abgegrenzt wird. Die Förderhöhe der Membranpumpe ist nicht so stark von der Pumpendrehzahl abhängig wie jene der Kreiselpumpe, dies stellt das deutlichste Unterscheidungsmerkmal dar. Zusätzlich wird bei Verdrängerpumpen die Energie direkt, ohne den Umweg über die Zentrifugalkraft, in Druck umgewandelt. (Vetter und Dehnen, 1998)

Je nach Antriebsart wird zwischen folgenden Arten von Membranpumpen unterschieden:

- Mechanischer Membranantrieb
- Hydraulischer Membranantrieb
- Druckluft-Membranantrieb

Bei dem mechanischen Membranantrieb handelt es sich um eine durch einen Motor extern angetriebene Membranpumpe. Sowohl bei dem hydraulischen als auch bei dem Druckluft-Membranantrieb wird die Antriebsenergie durch ein Fluid zugeführt. Der einzige Unterschied ist der Aggregatzustand des Mediums (Druckluft = gasförmig, Hydraulisch = flüssig). Zusätzlich zur Antriebsart werden sie noch nach der Hauptbewegungsrichtung in rotierende und oszillierende Verdrängerpumpen unterschieden. (Vetter und Dehnen, 1998)

Um den grundlegenden Ablauf einer Membranpumpe zu verstehen, wird in Abbildung 3-7 die Grundfunktion einer mechanisch angetriebenen Membranpumpe dargestellt. Sie besteht aus der Membran (1) die das Herzstück der Pumpe darstellt. Zur Abgrenzung an die Umgebung werden der Pumpenkopf (2) und das Pumpengehäuse (3) verwendet. Um die Membran in Bewegung versetzen zu können werden die Membranhalterung (4), die Pleuelstange (6) und der Exzenter (5) benötigt. Die Arbeitskammer (7) wird durch die Ventile (8) mit dem Zufluss oder Abfluss verbunden. Durch die rotierende Bewegung des Exzenters (5) führt die Membran (1) eine Hubbewegung aus, wodurch im Arbeitsraum (7) entweder ein Unter- oder Überdruck entsteht. Der dadurch entstehende Massenstrom wird über die Ventile in Zu- und Abfluss unterteilt.

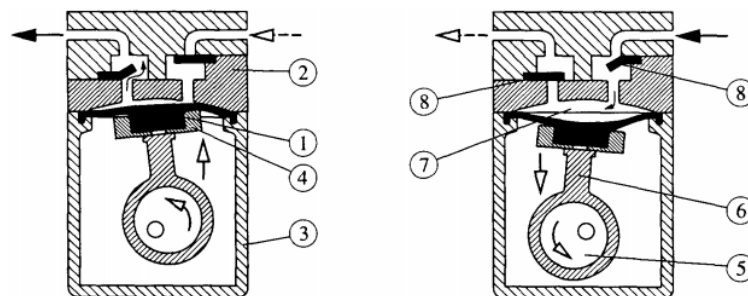


Abbildung 3-7: Grundfunktion Membranpumpe (fördern-links, saugen-rechts)
(KNF Neuberger GmbH, 1996)

Die Druckluft-Membranpumpe hat sich als beste Analogie für die DoublePump herausgestellt, da ihr Funktionsablauf sehr ähnlich zu jenem der DoublePump ist (vgl. Abbildung 3-8). Durch das Steuersystem gelangt wechselweise Arbeitsluft in die Luftkammern auf der Rückseite der Membranen (vgl. Ammoniakdampf über Magnetventile Abbildung 6-3). Dabei wird die Membran und der Membranteller nach außen gedrückt und das Fördergut aus der Pumpenkammer durch ein Absperrorgan in den Druckstutzen verdrängt (vgl. Ammoniakwasserlösung mit Rückschlagventilen). Zur selben Zeit wird die gegenüberliegende Membran über eine Pleuelstange nach innen gezogen und damit neues Fördermedium in die zweite Pumpenkammer angesaugt. Der größte Unterschied zur DoublePump ist, dass sich das Arbeitsmedium aufgrund der benötigten Druckübersetzung auf der Außenseite befindet. Membranpumpen allgemein eignen sich perfekt zum Fördern kritischer Medien, die giftig gefährlich oder verschleißend sind. Der größte Vorteil gegenüber einer Kreiselpumpe ist, dass sehr kleine Mengen gegen relativ hohe Drücke verfahren werden können. (Vetter und Dehnen, 1998)

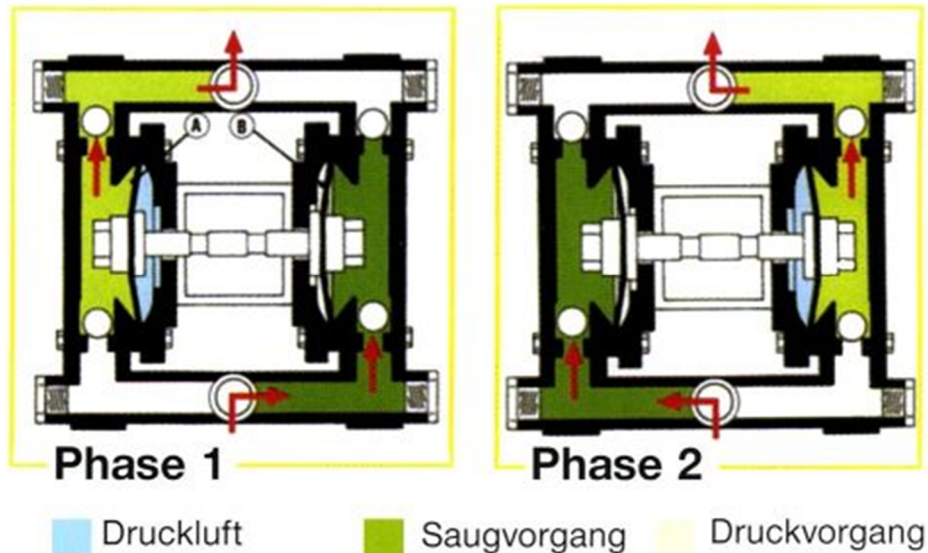


Abbildung 3-8: Druckluft-Membranpumpe (Dr. Jessberger GmbH, 2016)

Durch den direkten Druckantrieb benötigen Druckluft-Membranpumpen keine separaten Antriebsmaschinen, Grundplatten und Kupplungen. Sie sind damit kompakte leicht zu transportierende Aggregate. Trotz der leichten Bauweise ist die Konstruktion im Allgemeinen robust. Das Zerstören der Pumpe durch Fehlbedienung ist beinahe unmöglich.

Herzstück – und im Allgemeinen auch das schwächste Glied der Pumpe – ist die Membran, die das zu fördernde Medium von der Pumpmechanik trennt. Die Funktion der Membranen führt zu hohen Ansprüchen: Sie sollen wartungs- und verschleißfrei eine möglichst lange Standzeit erreichen. Der Membran-Werkstoff muss deshalb im Idealfall für jeden Anwendungsfall optimiert werden. Wichtige Parameter der Werkstoffauswahl sind die zu übertragenden Druckkräfte, die Aggressivität der Medien sowie die zu erwartende Betriebstemperatur. Gestaltungsfähige Parameter sind die Membranform und der Werkstoff. Druckgrenzen gibt es durch die Verwendung unterschiedlichster Membranmaterialien praktisch kaum (von weichen Kunststoffen bis Metall). Wird mit PTFE-Membranen gearbeitet stellt auch das Medium kaum Einsatzgrenzen dar. (Vetter und Dehnen, 1998)

Einige der oben angeführten Eigenschaften gelten auch für die DoublePump. Zum einen arbeitet sie mit geringem Volumenstrom bei großem Druckverhältnis zum anderen werden mit Ammoniakdampf und der Ammoniakwassermischung sehr aggressive Medien verwendet wodurch sich der Einsatz der PTFE-Membran sehr gut umsetzen lässt.

Aufgrund der fehlenden Erfahrung mit der Membrangestaltung wurde die einfachste Variante einer planparallelen Membran verwendet. Diese kann in weiterer Folge noch durch den Einsatz einer Wellmembran (siehe Abbildung 3-9) weiter optimiert werden.

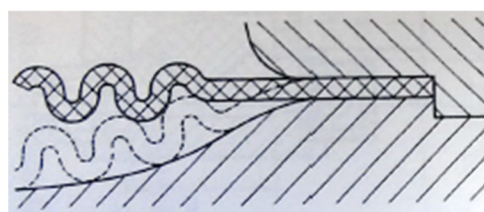


Abbildung 3-9: Darstellung einer Wellmembran (Vetter und Dehnen, 1998)

4 VORVERSUCHE UND MESSERGEBNISSE

In diesem Kapitel wird auf im Vorfeld durchgeführte Untersuchungen der Beständigkeit einiger Konstruktionswerkstoffe sowie der Eignung gewisser Konstruktionskonzepte eingegangen. Des Weiteren wurden Reibverluste und MembranstEIFigkeiten für die Simulation ermittelt.

Zu Beginn des jeweiligen Versuches wird der Prüfaufbau und der Ablauf beschrieben, anschließend werden die Messergebnisse und die Erkenntnisse aus den einzelnen Versuchen dargestellt. Alle in diesem Kapitel verwendeten Drücke sind Absolutdrücke und werden daher nicht mehr extra gekennzeichnet.

Bei den verwendeten Mittelwerten handelt es sich immer um arithmetische Mittelwerte. Die Standardabweichungen zur Einschätzung der Vertrauenswürdigkeit der Messungen wird mit Glg. 4-1 berechnet. Dabei wird die Standardabweichung S durch die Anzahl der Proben n , die einzelnen Messwerte X_i und dem Mittelwert der Messreihe \bar{X} abgeschätzt. (Timischl, 2013)

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \quad \text{Glg. 4-1}$$

4.1 Beständigkeitsprüfung Führungs- und Kolbendichtring

Bei diesem Versuch wird die Verträglichkeits- bzw. Beständigkeitsprüfung der Führungsringe KPOR 30 (Aufbau siehe Kapitel 0) der Firma Dichtomatik (Dichtomatik, 2016) in Ammoniakdampf bzw. in einer Ammoniakwasserlösung beschrieben, da zu dieser PTFE-Bronze Mischung keine Informationen zur Verträglichkeit mit Ammoniak vorliegen.

4.1.1 Messaufbau

Der Messaufbau bestand aus verschraubbaren ammoniakbeständigen Messbehältern, die groß genug waren, dass die einzelnen Führungsringe darin Platz fanden. (siehe Abbildung 4-1).

4.1.2 Messablauf

Der Messbehälter 1 wurde mit einer bereits vorvermischten Ammoniakwasserlösung mit einer Konzentration von ca. 50 Massenprozent gefüllt. Anschließend wurden die Prüfstücke eingelegt. In den Messbehälter 2 wurden zuerst die Prüfstücke, dann 115 g entsalztes Wasser und zuletzt 26 g Ammoniakdampf eingefüllt. Diese Mischung entsprach einer Konzentration von ca. 18,4 Massenprozent, welche sich erst durch Absorption im Messbehälter einstellte. Um ein Ausdampfen des Ammoniaks zu verhindern wurden die Messbehälter nach dem Befüllen verschraubt. Nach einer Woche wurden die Prüfstücke entnommen und beurteilt.

4.1.3 Messergebnisse, Auswertung und Interpretation

In Abbildung 4-1 sind die beiden Messbehälter (1 und 2) direkt vor der Entnahme der Prüfstücke dargestellt. Sie beinhalten beide den gleichen Führungsring.

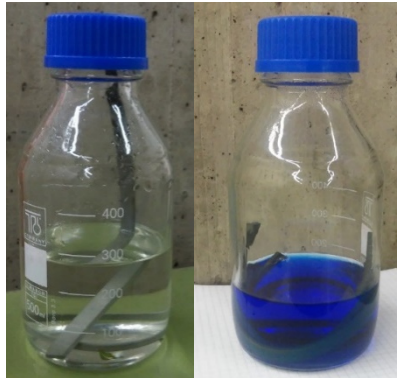


Abbildung 4-1: Messbehälter 1 mit vorvermischter 50% Ammoniakwasserlösung (links), Messbehälter 2 mit ca. 18% Ammoniakwasserlösung im Kolben gemischt (rechts)

Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Lösung im Messbehälter 2 dunkelblau verfärbt hat. Die blaue Färbung ist ein Zeichen dafür, dass sich Bronze bzw. Kupfer aus dem Führungsring gelöst hat. Die Verfärbung stellte sich bereits beim Befüllen mit dem Ammoniakdampf ein. Damit wurde nachgewiesen, dass keine Beständigkeit gegen Ammoniakdampf gegeben ist. Im Messbehälter 1 war trotz der höheren Konzentration der Lösung keine Verfärbung zu beobachten, daraus lässt sich auf eine bessere Beständigkeit gegen die Ammoniakwasserlösung schließen.

In Abbildung 4-2 sind folgende 3 Führungsringe dargestellt:

- Nummer 0 Führungsring im Originalzustand
- Nummer 1 Führungsring aus Messbehälter 1
- Nummer 2 Führungsring aus Messbehälter 2.

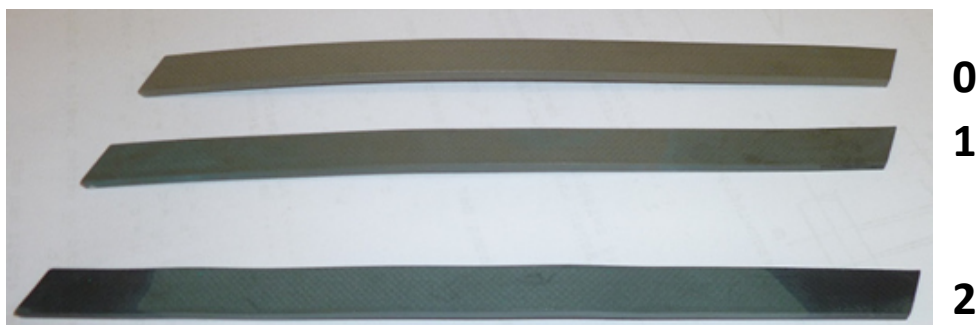


Abbildung 4-2: Führungsringe vor bzw. nach der Beständigkeitsprüfung

Beim 2. Führungsring ist vor allem die starke Verfärbung an den Rändern, welche außerhalb der Ammoniakwasserlösung im Ammoniakdampf waren, auffällig. Das bestätigt die obere Aussage der Ammoniakdampfverträglichkeit.

Beim 1. Führungsring sind leichte Unterschiede in der Farbe, zu Nummer 0 erkennbar. Bei einer anschließenden Biegeprobe ließen sich jedoch keine Unterschiede in der Biegesteifigkeit feststellen. Da es bei diesem Führungsring zu keiner Änderung der mechanischen Eigenschaften durch die Ammoniakwasserlösung kam, wäre dieser für den Einsatz in der DoublePump geeignet.

Durch die Ablösung vereinzelter Bronzeteilchen könnte aber über einen längeren Zeitraum eine Verunreinigung des Kältemittels entstehen. Aus diesem Grund werden in der DoublePump die Führungsringe mit PTFE Glas MoS₂ Mischung der Firma Simrit verwendet, da diese laut Firmenangaben ammoniakbeständig sind.

Neben den Führungsringen wurden auch die für den PTFE-Dichtring notwendigen EPDM O-Ringe getestet. Wobei sich weder eine Verfärbung der Lösung und der O-Ringe, noch eine Änderung in den mechanischen Eigenschaften (wichtig für die Funktion der Dichtung) ergab. Dieser Werkstoff wird daher als Ammoniakbeständig angesehen und in der DoublePump verwendet.

4.2 Druckabfallprüfung Kolbendichtring

Die Leckage und der Druckabfall der Dichtringe, mit Wasser- und Luftbeaufschlagung, wurden durch diesen Versuch ermittelt. Für den Versuch wurde der Dichtring KPOR 30 der Firma Dichtomatik, bestehend aus einem PTFE Gleitring in Verbindung mit einem EPDM O-Ring, verwendet (Dichtomatik, 2016). Diese Kombination wird normalerweise für Hydraulikzylinder eingesetzt und hat sich in diesem Einsatzgebiet durch seine gute Dichtwirkung bewährt.

4.2.1 Messaufbau

Grundsätzlich war bei dem Prüfsaufbau zwischen zwei Varianten zu unterscheiden:

- Variante 1, Wasser ohne Kolbenbewegung (siehe Abbildung 4-3)
- Variante 2, Wasser/Luft mit Kolbenbewegung (siehe Abbildung 4-4 und Abbildung 4-5)

In Abbildung 4-3 ist auf der rechten Seite der schematische Messaufbau für Variante 1 dargestellt. Er bestand aus dem Druckbehälter (1), dem Hubkolben (2), der Druckmessuhr (3), den Kugelhähnen (4, 6) und der Kolbendichtung (5). In Abbildung 4-3 wird auf der linken Seite die Umsetzung des schematischen Messaufbaues gezeigt. Hier ist der zweite Kugelhahn (6) nicht sichtbar, weil sich dieser hinter dem Druckbehälter befindet.

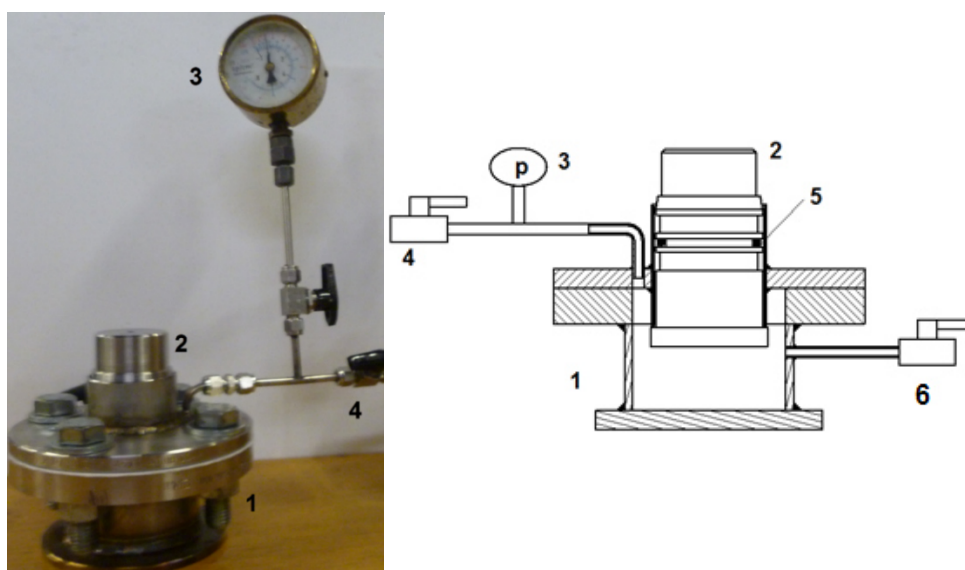


Abbildung 4-3: Messaufbau (links) und schematischer Messaufbau (rechts) zur Druckabfallprüfung der Kolbendichtringe mit Wasser ohne Kolbenbewegung (Variante 1)

In Abbildung 4-4 ist der schematische Messaufbau für die Wasser/Luftprüfung mit Kolbenhub (Variante 2) dargestellt. Die Luftprüfung wurde durchgeführt um die Dichtwirkung mit einem gasförmigen Medium zu untersuchen. Zusätzlich zu den bereits in Abbildung 4-3 erwähnten Bestandteilen waren hier noch ein Ausgleichsbehälter (8), welcher als Luftdruckfeder verwendet wurde, und ein weiterer Kugelhahn mit Druckluftanschluss (7) angebaut. Abbildung 4-5 zeigt die Umsetzung des schematischen Messaufbaues. Bei dieser Darstellung ist ebenfalls der nach hinten weggehende Kugelhahn nicht sichtbar.

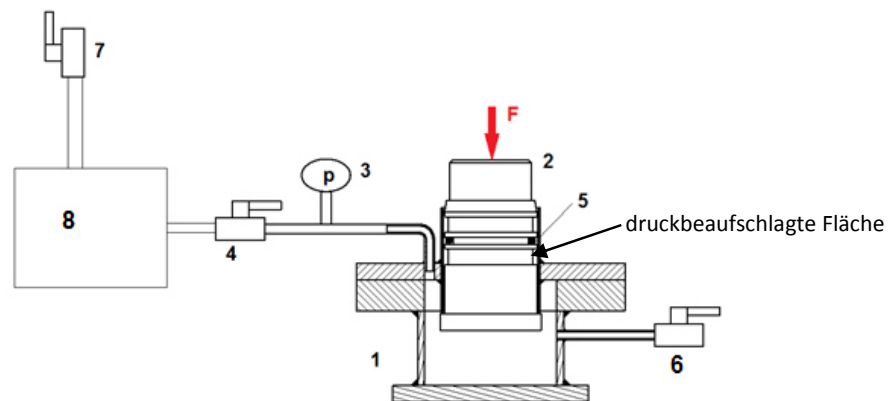


Abbildung 4-4: Schematischer Messaufbau zur Druckabfallprüfung der Kolbendichtringe mit Wasser/Luft und Kolbenbewegung (Variante 2)



Abbildung 4-5: Messaufbau zur Druckabfallprüfung der Kolbendichtringe mit Wasser/Luft und Kolbenbewegung (Variante 2)

4.2.2 Messablauf

- a.) Druckabfallprüfung der Kolbendichtringe mit Wasser ohne Kolbenbewegung (Variante 1 Abbildung 4-3):

Am Kugelhahn (6) wurde eine Wasserleitung angeschlossen und der Druckbehälter (1) bei geöffnetem Kugelhahn (4 und 6) entlüftet und mit Wasser befüllt. Nach vollständiger Entlüftung (Wasser kam aus Kugelhahn (4)) wurde Kugelhahn (4) geschlossen und Überdruck im Druckbehälter aufgebaut. Durch ein vorgeschaltetes Druckregelventil konnte der maximale Druck reguliert werden. Nach Erreichen des gewünschten Druckes wurde Kugelhahn (6) ebenfalls geschlossen und der Druckverlauf über eine bestimmte Zeitdauer aufgezeichnet.

- b.) Druckabfallprüfung der Kolbendichtringe mit Wasser und Kolbenbewegung (Variante 2 Abbildung 4-4 und Abbildung 4-5):

Das Befüllen und Entlüften des Druckbehälters wurde gleich wie in a.) beschrieben durchgeführt. Nach dem Befüllen wurde bei Kugelhahn (7) die Druckluftleitung angeschlossen und bei gleichzeitig geöffnetem Kugelhahn (4) der gewünschte Druck im Ausgleich- und Druckbehälter (1, 8) eingestellt. Bei Erreichung des Drucks, wurde Kugelhahn (7) geschlossen und auf den Kolben (2) eine Kraft ausgeübt, um diesen auf und ab zu bewegen. Während dieses Vorgangs wurde nach jedem Hub im oberen Totpunkt der vorhandene Druck aufgenommen.

Bei a.) und b.) wurde versucht die Leckage durch Abwiegen des gesamten Versuchsaufbaus vor und nach dem Versuch ermittelt.

- c.) Druckabfallprüfung der Kolbendichtringe mit Luft und Kolbenbewegung (Variante 2):

Nach dem Anschließen der Druckluftleitung an den Kugelhahn (7) wurden die Kugelhähne (4, 7) geöffnet. Danach wurde mit der Druckluftregelung der gewünschte Druck eingestellt und anschließend der Kugelhahn (7) geschlossen. Der ganze Aufbau wurde in einen Behälter mit Wasser gestellt, um austretende Luftblasen sehen zu können. Auch hier wurde der Druck über der Zeit aufgezeichnet.

4.2.3 Messergebnisse, Auswertung und Interpretation

Die Leckage mit Wasser war so gering, dass sie mit dem Messgerät (Waage mit Messgenauigkeit 1 g) nicht nachgewiesen werden konnte. Bei dem Test mit Luft konnte der austretende Luftmassenstrom über den Druck rückgerechnet werden. In Abbildung 4-6 ist das Messergebnis des Luftmassenstromes in g/h über der Zeit dargestellt. Wobei der Druckverlauf im Behälter nur mit dem konstanten Faktor der idealen Gasgleichung berechnet werden kann.

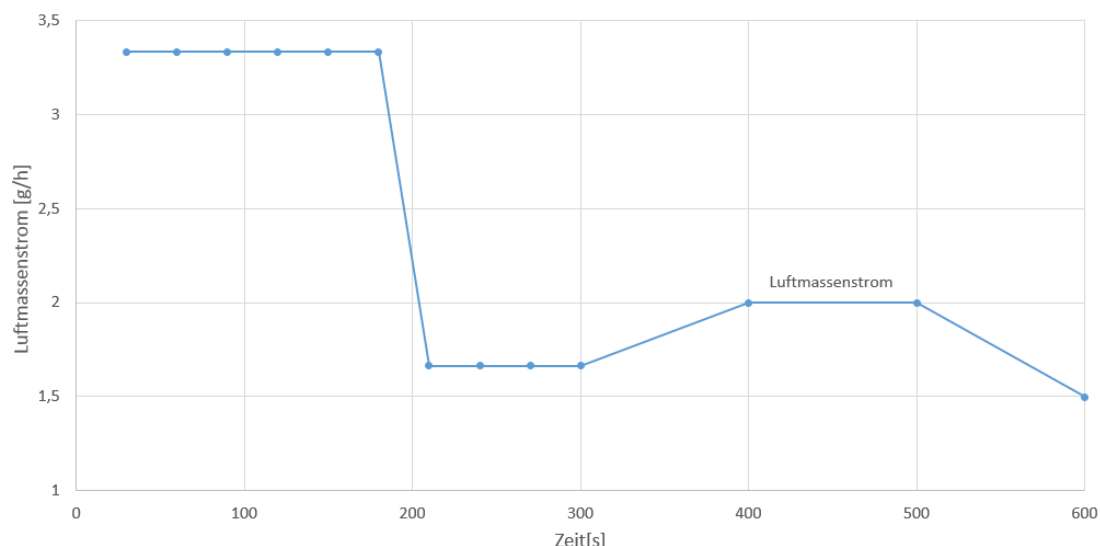


Abbildung 4-6: Ergebnisse des berechneten Luftmassenstromverlaufs bei der Druckabfallprüfung der Kolbendichtringe

Aufgrund der ungenauen Druckmessung in 0,1 bar Schritten stellen sich teilweise Unregelmäßigkeiten im Massenstrom dar. Der maximale Leckage-Massenstrom mit 3,33 g/h bei einem Ausgangsdruck von 9 bar ist jedoch als gering einzustufen.

Abbildung 4-7 zeigt die Druckverläufe bei unterschiedlichen Ausgangsdrücken und unterschiedlichen Messabläufen als Funktion des Druckes über der Zeit.

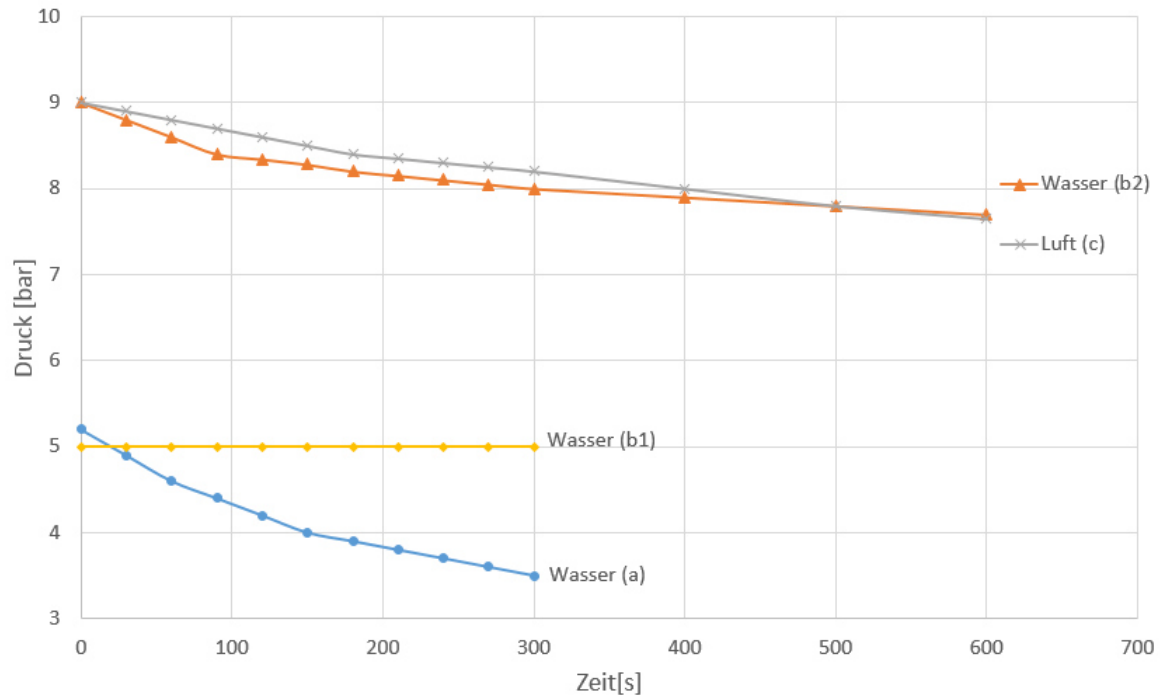


Abbildung 4-7: Messergebnisse der Druckabfallprüfung der Kolbendichtringe

An den Druckverläufen ist zu erkennen, dass die Druckdifferenz über die Zeit mit fallendem Gesamtdruck abnimmt.

Der Druckabfall bei Verlauf (a) war am höchsten, da hier der Dichtring noch ganz neu war und noch keine einzige Gleitbewegung entlang der Führung durchgeführt wurde um etwaige Rauigkeitsspitzen zu glätten. Für Verlauf (b1) wurden 10 Hübe mit dem Kolben ausgeführt, wobei sich der Druck von 5 bar nicht verändert hat. Nach der Ermittlung des Verlaufes (b1) wurde der Versuch b.) nochmals bei erhöhtem Druck von 9 bar gestartet, das führte zu dem Druckverlauf (b2). Bei dem Versuch mit Luft (c) stellte sich ein ähnlicher Verlauf wie bei dem Versuch mit Wasser (b2) ein, jedoch flacht die Kurve nicht so schnell ab.

Bei der DoublePump liegen die Schaltzeiten bei ca. 5 Sekunden und die Druckdifferenz bei 9 bar (zwischen den abzudichtenden Kammern), somit sollte der Einsatz der Dichtringe ohne große Verluste möglich sein. Bei höheren Druckdifferenzen oder längeren Schaltzeiten ist es möglich, die internen Leckagen, durch die Verwendung von zwei oder mehreren Dichtringen, zu reduzieren.

4.3 Reibkraft Dichtung/Führung

Bei diesem Versuch werden die Reibkraft zwischen Kolbendichtung, Kolbenführung und der Außenwand ermittelt. Die betrachteten Bauteile kommen aus dem Hydraulikzylinderbau und wurden von der Firma Dichtomatik zur Verfügung gestellt. Es handelt sich dabei um die Kolbenführungsringe FRK01 (Dichtomatik, 2016) und denselben Kolbendichtungsring wie in Kapitel 4.2.

4.3.1 Messaufbau

In Abbildung 4-8 ist auf der rechten Seite der schematische Messaufbau für die Reibverlustmessung abgebildet. Dieser bestand aus dem Kolben (1), auf dem der Dichtring (4) und die Führungsringe (3) angebracht waren, der mit der Kraftmessdose (2) verbunden war und sich in der äußeren Führung (5) bewegte. Die Kraftmessdose (2) hatte einen Messbereich von 0-1 kN und war über einen Messverstärker (Spider8) mit einem PC verbunden. Abbildung 4-8 zeigt auf der linken Seite die Umsetzung des schematischen Messaufbaues. Die Verbindung zwischen Kolben und Kraftmessdose bestand aus einer Dehnsteifen-Polyamid-Matte.

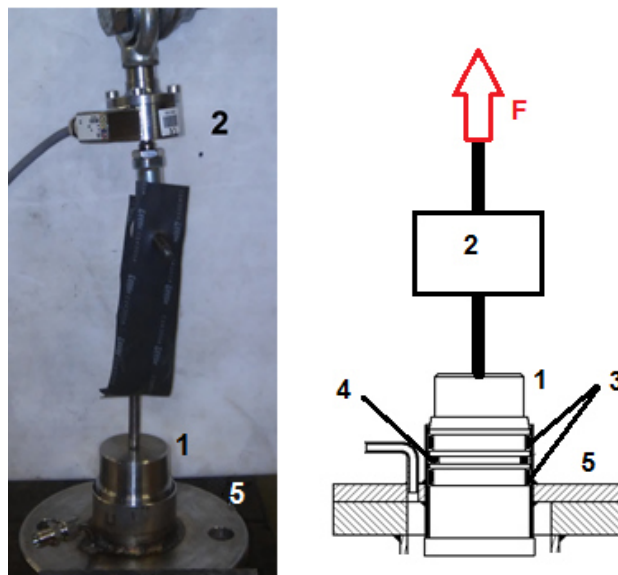


Abbildung 4-8: Messaufbau (links) und schematischer Messaufbau (rechts) zur Reibverlustmessung des Kolbendichtungsringes und der Kolbenführungsringe

4.3.2 Messablauf

Bei der Messung wurde, ohne Aufbringung einer Kraft, mit der Kolbenposition am unteren Ende der Führung gestartet. Während der Ausübung einer Kraft wurde diese über der Zeit mit einer Frequenz von 10 Hz aufgezeichnet.

Die Messung erfolgte in 2 Messreihen. In Messreihe 1 waren nur die Führungsringe (3) angebracht. In Messreihe 2 war zusätzlich zu den Führungsringen (3) auch der Dichtring (4) montiert. Der Grund für die 2 Messreihen war, dass der Dichtring alleine keine ausreichende Führung hatte und sich somit keine ordentlichen Messungen ergaben. Durch diese Variante konnte die Reibkraft des Dichtrings durch Differenzenbildung ermittelt werden.

Bei jeder Messreihe wurden 5 Messungen im trockenen Zustand durchgeführt, sowie eine abschließende Vergleichsmessung im nassen Zustand bei Messreihe 2. Im nassen Zustand bedeutet, dass sowohl der Dichtring (4), die Führungsringe (3) und die äußere Führung (5) vor dem Versuch mit Wasser befeuchtet wurden.

4.3.3 Messergebnisse, Auswertung und Interpretation

Abbildung 4-9 zeigt die Reibkraftverläufe der Messungen 1-5, der Messreihe 1. Dabei entspricht die x-Achse der Zeit und die y-Achse der Reibkraftkraft. Abbildung 4-10 zeigt ebenfalls die Reibkraftverläufe der Messungen 1-5, jedoch ist hier die Messreihe 2 dargestellt.

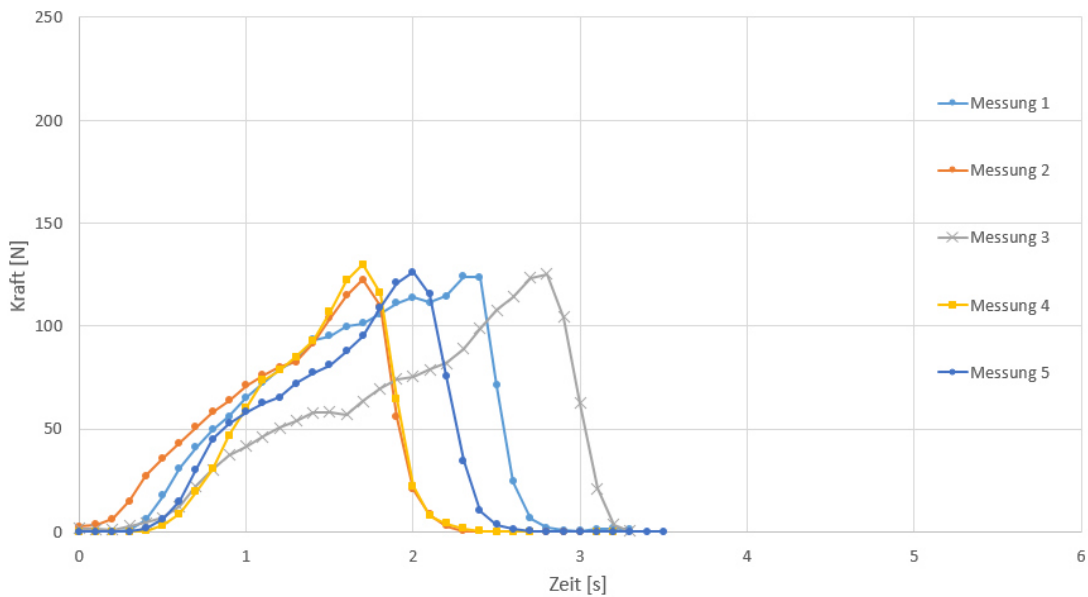


Abbildung 4-9: Messergebnisse der Reibkraftverläufe, Messreihe 1 (nur Führungsringe)

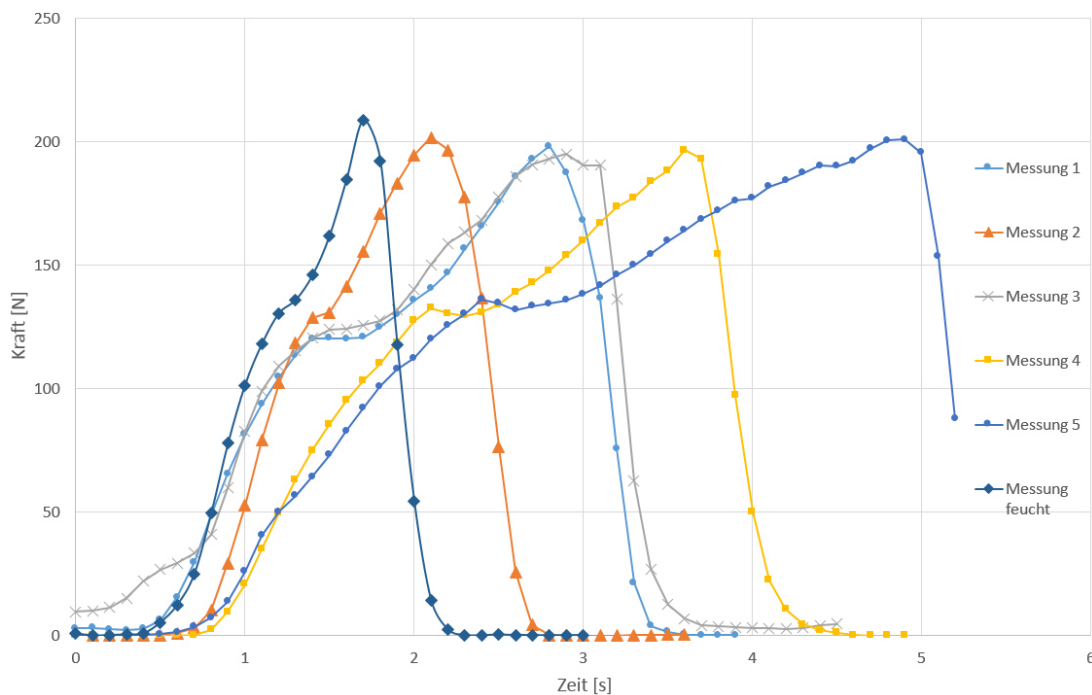


Abbildung 4-10: Messergebnisse der Reibkraftverläufe, Messreihe 2 (Führungsringe und Dichtring)

An der unterschiedlichen Zeitdauer war zu erkennen, dass der Kolben unterschiedlich schnell gezogen wurde. Es ist ersichtlich, dass der Maximalwert der Messreihen annähernd gleich groß war. Der Anstieg der Kraft über dem Hub ist auf die konische Außenführung zurückzuführen, die nach oben hin enger wird. Eine Nachmessung ergab einen Durchmesser von $\varnothing_o=57,8$ mm (oben) und $\varnothing_u=58$ mm (unten). Auch die Vergleichsmessung im nassen Zustand zeigte nahezu die gleichen Werte, wodurch der Einfluss durch die Schmierwirkung vernachlässigt werden kann.

In Tabelle 4-1 werden die Mittelwerte der Maximalwerte der Messreihen sowie deren Standardabweichung dargestellt. Des Weiteren sind die errechneten Reibkräfte für einen Führungsring, sowie jene für einen Dichtring aufgelistet. Durch die geringe Standardabweichung von unter 2,5% waren diese Messergebnisse als vertrauenswürdig einzustufen.

Tabelle 4-1: Auswertung der Reibkraftmessung

	Mittelwert der Reibkraft [N]	Standardabweichung [N]
Nur Führungsringe (Messreihe 1)	125,6	2,8
Alle Ringe (Messreihe 2)	198,4	2,8
Errechneter Wert je Führungsring	62,8	
Errechneter Wert Dichtring	72,8	

Mit den errechneten Reibkräften der einzelnen Ringe kann durch Aufsummieren die Reibkraft für jedes Führungs- und Dichtringpaket bei Umgebungsdruck ermittelt werden (kann bei höheren Drücken zunehmen). Diese Werte haben einen Einfluss auf die Simulation in Kapitel 5. Mit einer maximalen Reibkraft von 198,4 N bei 2 Führungsringen und einem Dichtring ist dieser Wert niedrig genug, um nicht mit Problemen im Betrieb der DoublePump rechnen zu müssen.

4.4 Membransteifigkeiten

Dieser Versuch beschreibt die Ermittlung der Federsteifigkeit der Membran. Die Versuche dienten zum einen dem Abgleich der ANSYS Berechnung in Kapitel 0 und zum anderen um ein grundlegendes „Gefühl“ für die einzelnen Membranmaterialien zu bekommen. Verwendet wurden eine PTFE Membran, eine durch Polyamid 66 Fasern verstärkte EPDM Matte und eine Membran mit der Bezeichnung KLINGERSIL C-4400 der Firma KLINGER.

4.4.1 Messaufbau

In Abbildung 4-11 ist der schematische Messaufbau für die Ermittlung der Membransteifigkeit dargestellt. Dieser bestand aus dem Grundkörper (1), welcher fest mit dem Boden verbunden war und der Membran (8), die mit Hilfe des Spannteils (2) mit dem Grundkörper (1) verbunden war. Die Kolbenteile (3, 4) waren in der Mitte der Membran (8) zusammen geklemmt. Der obere Kolbenteil war mit der Kraftmessdose (5) verbunden. Der Kolben und die Kraftmessdose (5) wurden über eine Gewindestange (6) mit einer Mutter aufgehängt. Diese Konstruktion wurde von am Boden verankerten Traversen (7) getragen. Durch diesen Aufbau war es möglich, die

Auslenkung einstellen zu können. Die Kraftmessdose (5) hatte einen Messbereich von 0-1 kN und war über einen Messverstärker (Spider8) mit einem PC verbunden.

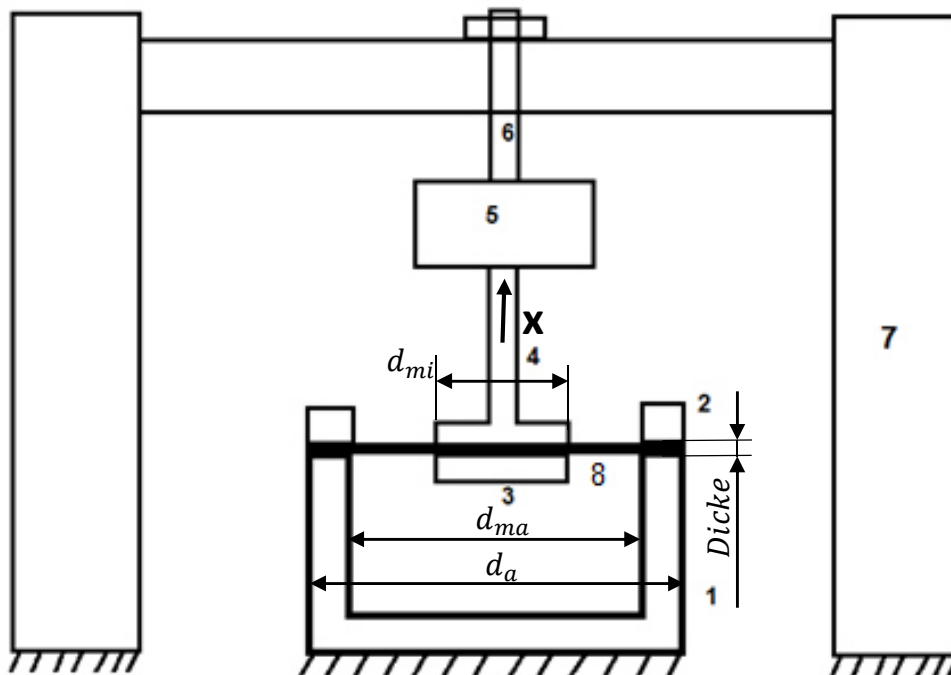


Abbildung 4-11: Schematischer Messaufbau zur Ermittlung der Membransteifigkeit

Abbildung 4-12 zeigt die Umsetzung des schematischen Messaufbaues. Als Grundkörper (1) wurde hier der Körper der ThermoPump verwendet.



Abbildung 4-12: Messaufbau zur Ermittlung der Membransteifigkeit

4.4.2 Messablauf

Die 3 verschiedenen Materialien wurden mit 2 unterschiedlichen geometrischen Abmessungen (Membran groß und Membran klein) getestet. Nach dem Aufstellen der Tragkonstruktion und dem Einspannen der Membran wurde diese über die Mutter und die Gewindestange in eine horizontale Lage (siehe Abbildung 4-12) gebracht. Anschließend wurde die Kraftaufzeichnung mit einer Frequenz von 10 Hz gestartet. Mit der Kraftmessdose wurde nur die Kraft über einen Zeitraum aufgezeichnet, deshalb musste die Auslenkung an der Membran in x Richtung (siehe Abbildung 4-11) manuell gemessen werden. In Abbildung 4-13 sind die folgenden Parameter der Tabelle 4-2 graphisch dargestellt.

- d_a = maximaler Außendurchmesser der Membran
- d_{ma} = größter nicht verspannter Durchmesser
- d_{mi} = kleinster nicht verspannter Durchmesser
- d_i = Öffnungsdurchmesser, für die Verbindung der Kolbenteile

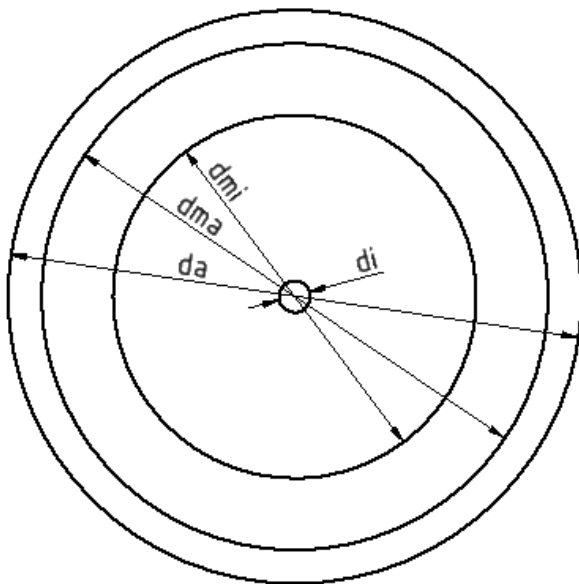


Tabelle 4-2: Abmessungen Membran

	Membran groß	Membran klein
d_i [mm]	10	10
d_{mi} [mm]	114	30
d_{ma} [mm]	159	70
d_a [mm]	180	100
Dicke [mm]	1	1

Abbildung 4-13: Abmessungsbezeichnungen Membran

4.4.3 Messergebnisse, Auswertung und Interpretation

In Abbildung 4-14 ist der typische Verlauf einer Membransteifigkeitsmessung dargestellt. Das Diagramm zeigt den Verlauf der gemessenen Kräfte über den jeweiligen Messpunkten. Jeder Peak entspricht einer gemessenen Auslenkung. Der Abfall hinter den Peaks ist auf eine plastische Verformung der Membran zurückzuführen. Dieser Verlauf lässt jedoch nur wenig Aussagekraft über die Membransteifigkeit zu, deshalb wird in den weiteren Abbildungen der Kraftverlauf über der Auslenkung dargestellt.

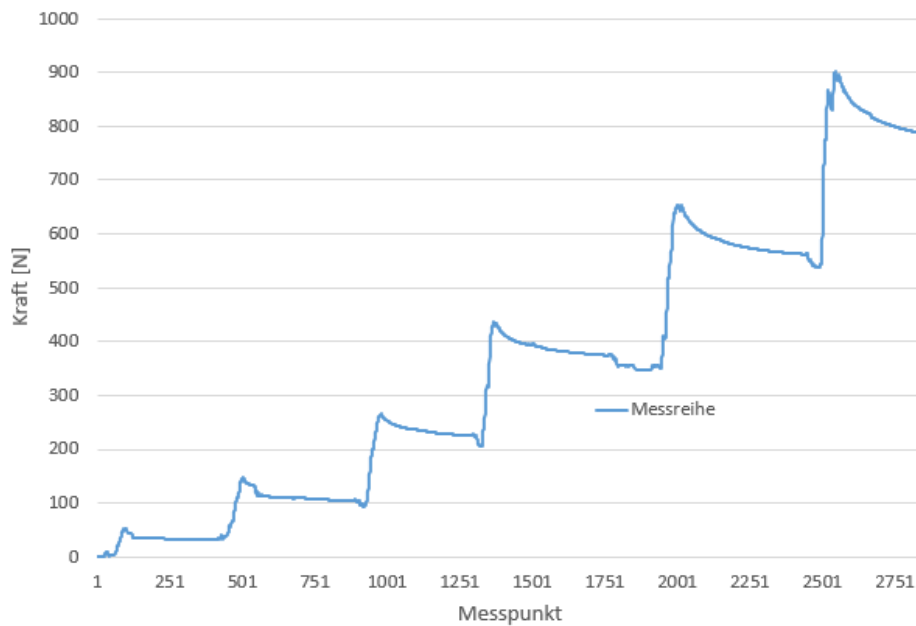


Abbildung 4-14: Typischer Messverlauf der Membransteifigkeitsmessung (Bsp. PTFE)

In Abbildung 4-15 werden die Kraftverläufe der verschiedenen Werkstoffe über der Auslenkung verglichen. Bei diesem Versuch wurde die große Membran aus Tabelle 4-2 verwendet. Da die Membran der Firma Klingersil, wohl auch aufgrund der größeren Dicke (1,5 mm), die geringste Auslenkung aufwies, ist sie durch ihre Härte nicht für den Einsatz in der DoublePump geeignet und wird bei weiteren Versuchsanordnungen nicht mehr betrachtet.

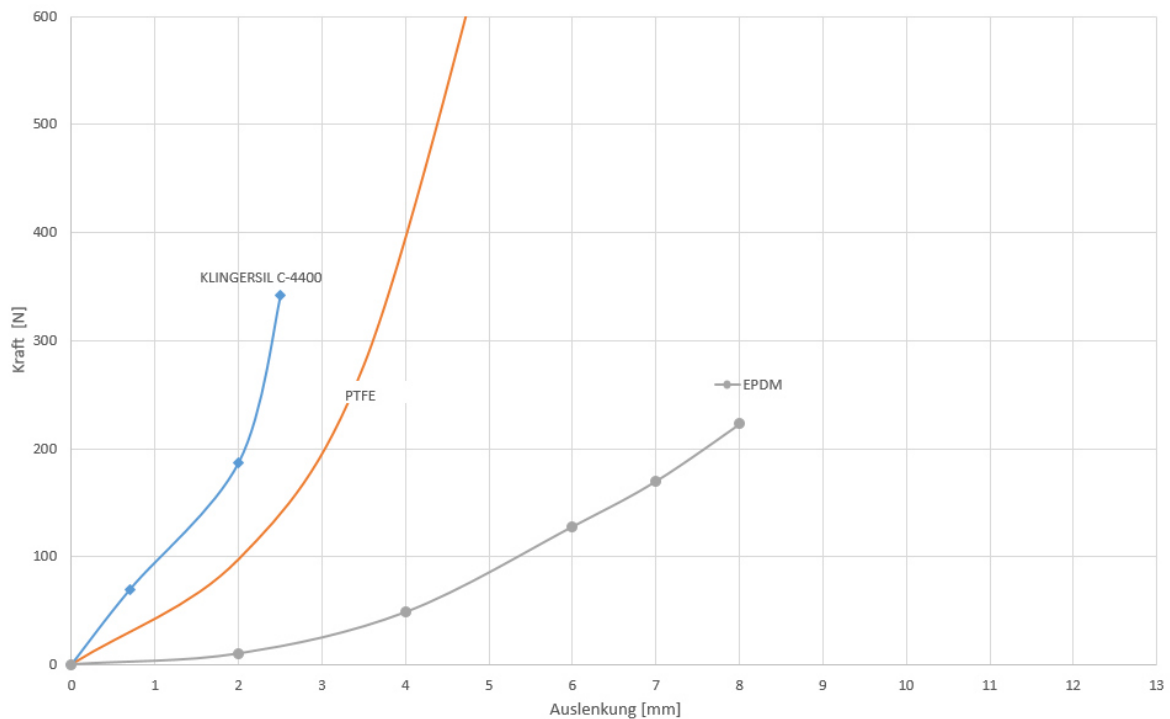


Abbildung 4-15: Vergleich verschiedener Werkstoffe bei der Membransteifigkeitsmessung (Membran groß)

EPDM-Membran:

In Abbildung 4-16 werden diverse Messungen mit EPDM Membranen bei konstanter Dicke in Abhängigkeit von Kraft und Auslenkung verglichen. Die Membranabmessungen sind in Tabelle 4-2 angeführt. Bei Messreihe 1 handelte es sich jeweils um eine neue Membran welche in Messreihe 2 wieder verwendet wurde.

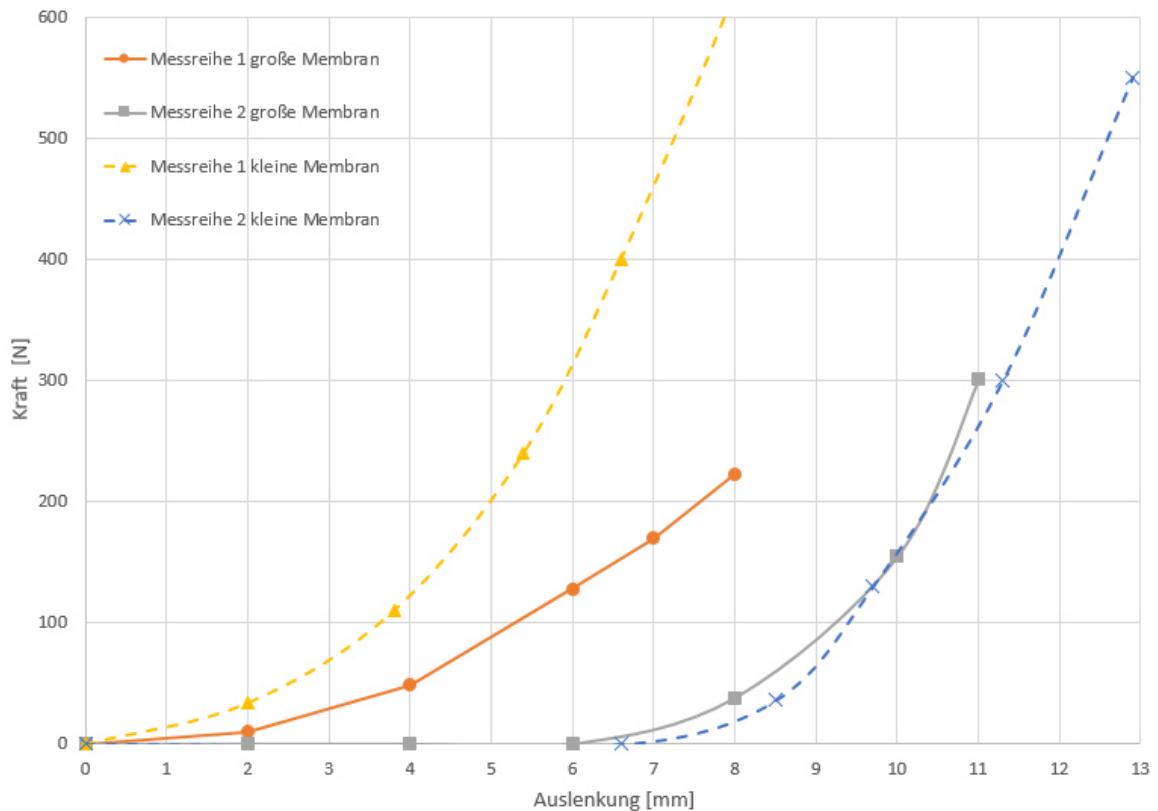


Abbildung 4-16: Vergleich verschiedener Messreihen des Werkstoffes EPDM bei der Membransteifigkeitsmessung

Es ist zu erkennen, dass die neue Membran (Messreihe 1) mit den kleineren Abmessungen deutlich steifer war, als jene mit den größeren Abmessungen. Bei den vorgedehnten Membranen (Messreihe 2) unterschied sich der Verlauf, in Abhängigkeit der Abmessung, nicht mehr so stark wie bei den neuen Membranen (Messreihe 1). Es ist jedoch deutlich erkennbar, dass bei beiden Abmessungen bis zu einer Auslenkung von 6 mm keine messbare Kraft nötig war um die Membran zu verformen. Bei den Vergleichen der Messreihen 1 und 2, mit derselben Membranabmessung war festzustellen, dass diese einen ähnlichen Verlauf haben und sich lediglich um die Vordehnung verschieben.

PTFE-Membran

In Abbildung 4-17 sind die verschiedenen Verläufe von PTFE Membranen miteinander verglichen. Die Achsbeschriftung und die Benennung erfolgt gleich wie bereits unter Abbildung 4-16 beschrieben. Zusätzlich ist hier eine Vergleichsrechnung von Hand dargestellt. Diese entspricht dem Verlauf von Glg. 5-47 (ohne Vorverformung) aus dem Kapitel 5 Simulation.

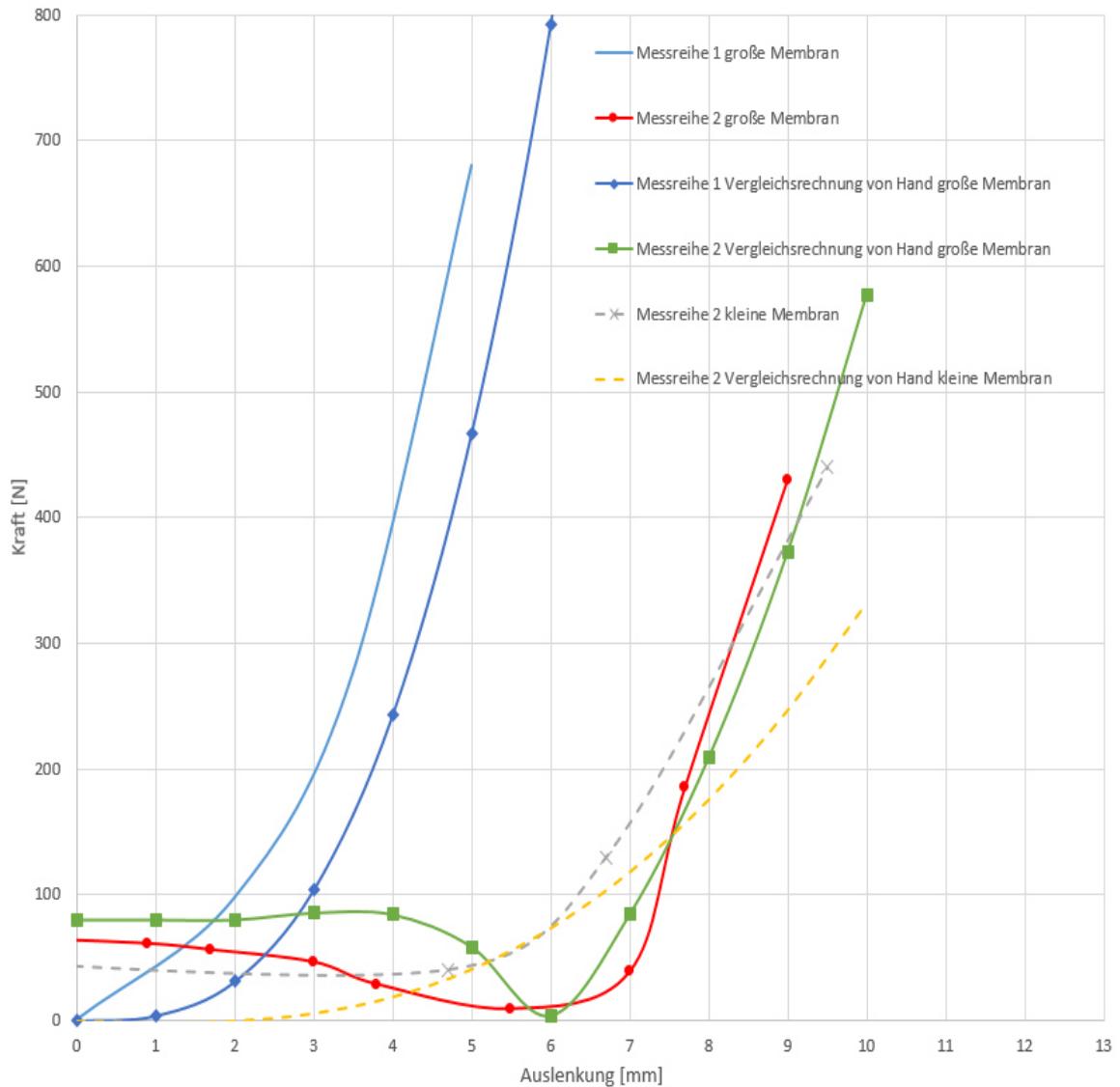


Abbildung 4-17: Vergleich verschiedener Messreihen des Werkstoffes PTFE bei der Membransteifigkeitsmessung

Es ist zu erkennen, dass die Handrechnung (Berechnung siehe Kapitel 5.2.3) den Verlauf der neuen Membran (Messreihe 1) gut wiedergeben konnten. Bei den vorgedehnten Membranen (Messreihe 2) stimmt die Berechnung nur bedingt überein. Die Ergebnisse aus Messreihe 1 mit der kleinen Membran wurde nicht in der Abbildung 4-17 dargestellt. Bei dieser Messreihe wurde die Kraftmessung, durch eine falsche Befestigung mittels Spannteil (2) so verfälscht, dass diese nicht mehr aussagekräftig war.

Die Schlussfolgerung aus diesem Versuch war, dass sich sowohl die PTFE als auch die EPDM Membran für den Einsatz in der DoublePump eignen. Zusätzlich stellte sich heraus, dass die Steifigkeitsberechnung von Hand für zukünftige Membranen dieser beiden Werkstoffe durchgeführt werden können.

4.5 Rissneigung der Membranmaterialien

Bei diesem Versuch soll festgestellt werden, ob die Membranmaterialien (PTFE und EPDM mit Polyamid66 Fasern) bei einem Loch zu einer Rissausbildung neigen oder es zu einer plastischen Verformung kommt.

4.5.1 Messaufbau

In Abbildung 4-18 ist der Messaufbau für den Rissneigungsversuch dargestellt. Er bestand aus einem Streifen des Membranmaterials mit einem Loch zur Kraftaufnahme (1) und einer festen Einspannung (2).

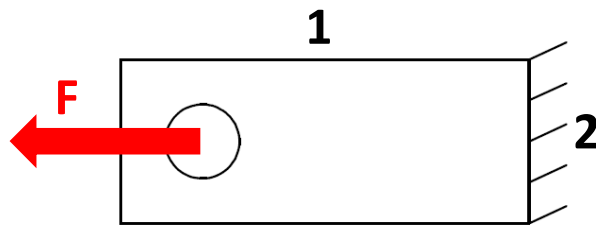


Abbildung 4-18: Messaufbau Rissneigungsversuch

4.5.2 Messablauf und Interpretation

Der einseitig eingespannte Membranstreifen wurde mit einer Kraft F (aufgebracht durch einen in Loch gesteckten Bolzen) von ca. 500 N gezogen. Dieser Zustand wurde dann für 1 Minute gehalten, anschließend wurde die Umgebung des Loches auf Einrisse untersucht.

Es zeigten sich weder beim PTFE- noch beim EPDM-Streifen Risse in der Umgebung des Loches. Stattdessen kam es zu einer sichtbaren plastischen Verformung des Streifens. Das Ergebnis zeigte, dass es möglich ist die Verschraubung der DoublePump durch die Membran durchzuführen und bei Bedarf auch leicht vorgespannt werden kann.

4.6 Dichtwirkung Membran

Bei diesem Versuch wird getestet, ob es möglich ist die Membran auch als Dichtwerkstoff zwischen 2 Flanschen zu verwenden und sich so zusätzlichen Platz und Mehrkosten bei der Konstruktion zu sparen.

4.6.1 Messaufbau

Aus Kostengründen wurde für diesen Versuch der gleiche Druckbehälter (2) wie für die Versuche in Kapitel 4.2 verwendet. In Abbildung 4-19 ist der Messaufbau dargestellt, er besteht aus den Kugelhähnen (1 und 3), dem Druckbehälter mit Druckmessung (2 und 4), der Flanschdichtung aus dem Membranwerkstoff (5) und der zusätzlichen Kolbendichtung (6). Die zusätzliche Dichtung wurde vorgesehen, um Leckageverluste über den Kolben zu verhindern.

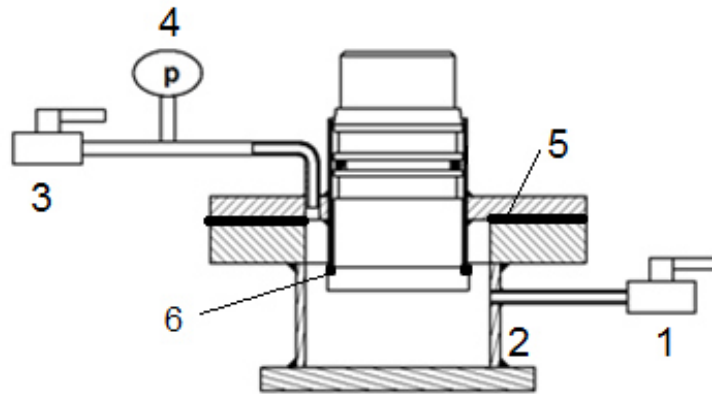


Abbildung 4-19: Messaufbau Membrandichtheitsversuch

4.6.2 Messablauf und Interpretation

Der Dichtheitsversuch wurde mit Wasser und Druckluft bei unterschiedlichen Drücken ausgeführt. Zu Beginn wurde der Druckbehälter (2) bei offenem Kugelhahn (1 und 3) mit Luft oder Wasser gefüllt (bei der Befüllung mit Wasser wurde entlüftet). Nach dem Befüllen wurde Kugelhahn (3) geschlossen und ein Überdruck aufgebaut. Der Überdruck bei der Wasserprüfung betrug maximal 4 bar (Leitungsdruck) und bei der Luftprüfung ca. 9 bar. Nach dem Erreichen des gewünschten Drucks wurde Kugelhahn (1) geschlossen. Abschließend wurde der Druckabfall beobachtet und auf etwaige Leckagen geachtet.

Es kam weder zu Leckagen, noch zu einem Druckabfall. Das bedeutete, dass die Flanschabdichtung bei der DoublePump ohne Probleme durch die Membran bewerkstelligt werden kann.

4.7 Reibbeiwerte

Bei diesem Versuch wird der Reibbeiwert μ zwischen PTFE/Stahl, EPDM/Stahl und dem Führungsring und Stahl ermittelt. Diese Ermittlung ist notwendig, da die Reibbeiwerte je nach Anwendung und Zusammensetzung schwanken und für die Führungsringe keine Literaturwerte vorliegen. Diese Reibbeiwerte werden für die Schraubenberechnung benötigt.

4.7.1 Messaufbau

Der Messaufbau der Reibbeiwertermittlung in Abbildung 4-20 bestand aus einer festen Unterlage (1) aus dem zu testenden Werkstoff (4), dem Prüfkörper aus Stahl (2) und der Kraftmessdose (3). Die Kraftmessdose war über einen Messverstärker (Spider8) mit einem Laptop verbunden und zeichnete die Kraft mit einer Frequenz von 10 Hz auf.

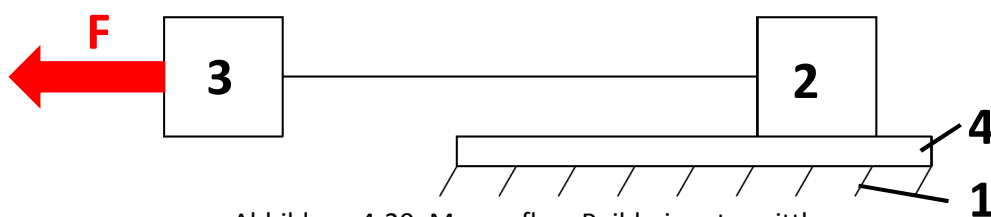


Abbildung 4-20: Messaufbau Reibbeiwertermittlung

4.7.2 Messablauf

Vor Messbeginn wurde die Masse vom stählernen Prüfkörper (2) durch Wiegen ermittelt (5,724 kg). Für jeden Werkstoff wurden 5 Messreihen aufgezeichnet, wobei der Prüfkörper immer über die gesamte Länge der Unterlage (1) gezogen wurde. Dies erfolgte durch das Aufbringen einer Kraft auf die Kraftmessdose (3), welche diese aufzeichnete.

Die Umrechnung der gemessenen Kraft in einen Reibbeiwert erfolgte mit Glg. 4-2. Diese stellt den Zusammenhang zwischen der Normalkraft $m \cdot g$ und der Zugkraft F dar.

$$\mu = \frac{F}{m \cdot g} \quad \text{Glg. 4-2}$$

4.7.3 Messergebnisse, Auswertung und Interpretation

Abbildung 4-21 zeigt den Verlauf der Reibbeiwerte (einer ausgewählten Messung) für jeden Werkstoff, dargestellt über die aufgezeichneten Messpunkte.

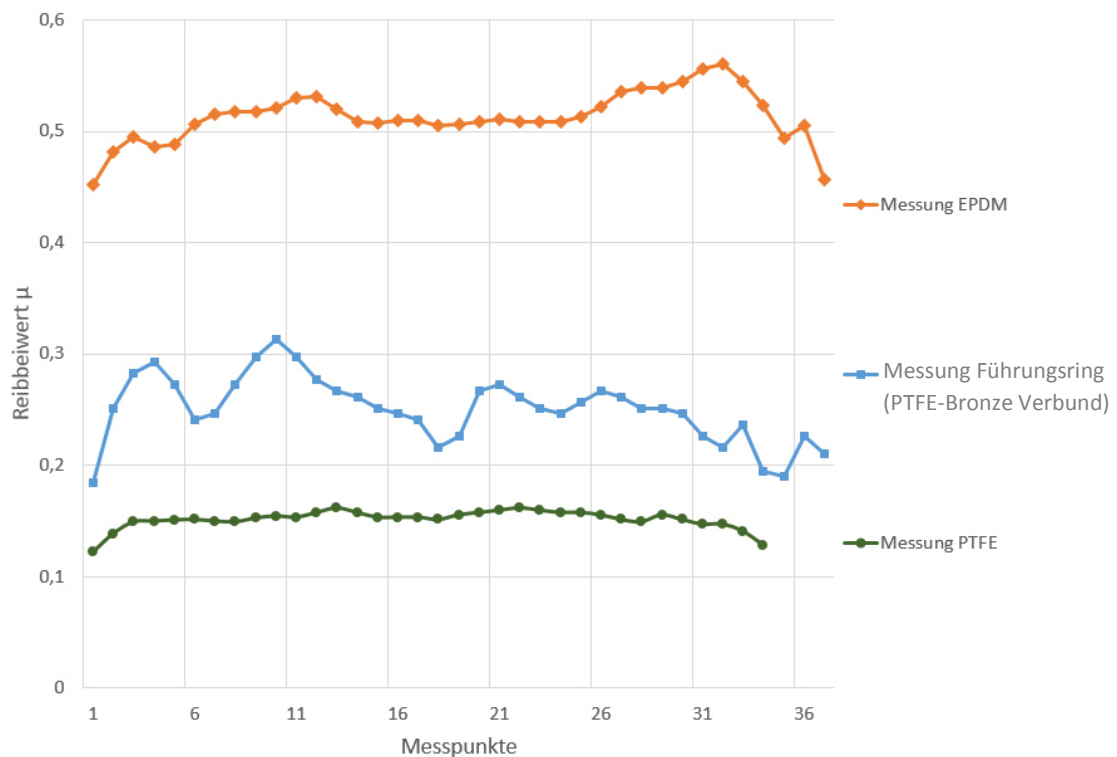


Abbildung 4-21: Messergebnisse Reibbeiwertermittlung

Es ist ersichtlich, dass der Reibbeiwert bei der Messung mit dem Führungsring und bei der Messung mit EPDM nicht konstant verläuft. Zusätzlich ist gut erkennbar, dass der Reibbeiwert von PTFE auf Stahl der Niedrigste und jener von EPDM auf Stahl der Höchste ist. In Tabelle 4-3 sind die Mittelwerte, Maximalwerte und deren Standardabweichungen für alle Messpunkte eines Werkstoffes dargestellt.

Tabelle 4-3: Auswertung Reibbeiwertermittlung

	EPDM	Führungsring (PTFE- Bronze Verbund)	PTFE
Mittelwert	0,51	0,26	0,15
Standardabweichung der Mittelwerte	0,02	0,01	0,01
Maximalwert	0,57	0,32	0,16
Standardabweichung der Maximalwerte	0,03	0,01	0,01

Obwohl die einzelnen Verläufe Schwankungen aufwiesen, waren die Standardabweichungen sowohl der Mittelwerte als auch der Maximalwerte über alle Messungen mit unter 7% dennoch gering. Daraus folgte, dass die so ermittelten Reibbeiwerte für die weitere Betrachtung geeignet sind.

4.8 Auswertung Kurzschlussmassenstrom 3/2 Wegeventile

Bei diesem Versuch wird die Abschätzung des Kurzschlussmassenstromes zwischen Hoch- und Niederdruck der Absorptionswärmepump-Anlage durch die Verwendung von zwei 3/2 Wegeventilen anstelle von vier 2/2 Wegeventilen beschrieben. Für diesen Versuch wurde ein Musterstück des Typs MK15DRNC verwendet, dieses wurde von der Firma STASTO Ing. Stocker KG zur Verfügung gestellt. Das Ventil wurde für das Medium Luft gefertigt und besitzt die gleichen Abmessungen wie ein Ventil für das Medium Ammoniak. Der Unterschied liegt lediglich in den verwendeten Dichtungen und Gehäusewerkstoffen.

4.8.1 Messaufbau

In Abbildung 4-22 ist rechts der schematische Messaufbau dargestellt. Er besteht aus dem 3/2 Wegeventil (2), dem Druckluftanschluss mit Druckregelung (1), dem Ausgleichsbehälter (3), der Druckmessung (4) und der Zwischenverrohrung (5). Bei Verwendung dieses Ventils in der DoublePump wird der Hochdruck (HD) mit Anschluss (a), der Niederdruck (ND) mit Anschluss (c) und der Kraftraum der Pumpe mit Anschluss (b) verbunden. Abbildung 4-22 zeigt links die aufgebaute Messapparatur. Um den Druck richtig zu erfassen, musste bei diesem Messaufbau besonders auf eine dichte Verbindung zwischen Anschluss (c), dem Ausgleichsbehälter und der Druckmessung geachtet werden.

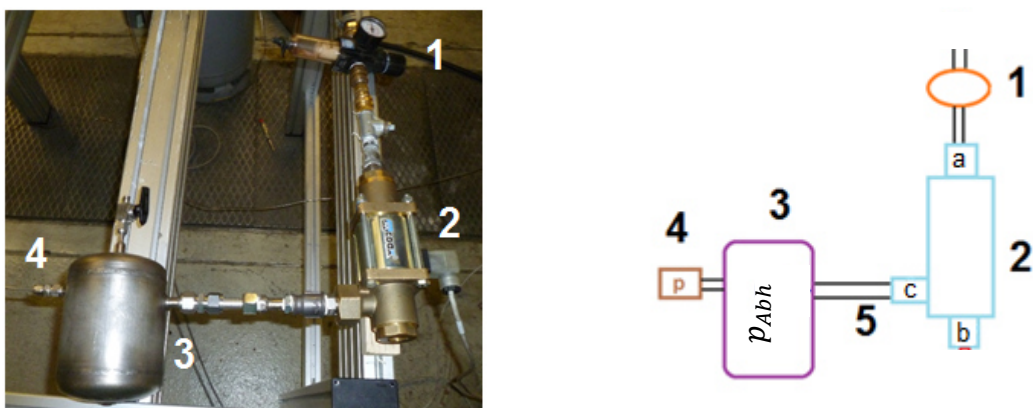


Abbildung 4-22: Messaufbau (links) und schematischer Messaufbau (rechts) zur Abschätzung des Kurzschlussmassenstromes bei der Verwendung von 3/2 Wegeventilen

4.8.2 Messablauf

Das Volumen des Ausgleichsbehälters, inklusive der Rohrleitungen, wurde durch Auslitern ermittelt und beträgt 1,35 Liter. Es wurden drei verschiedene Messreihen mit einem Druck von 10, 8 und 6 bar vor dem Magnetventilanschluss (a) aufgenommen.

Im stromlosen Zustand, ist der Ausgleichsbehälter über Anschluss (c) und Anschluss (b) mit der Umgebung verbunden. Die Druckluftleitung wurde durch Schalten des Ventiles über Anschluss (a) mit Anschluss (b) (Umgebung) verbunden. Das 3/2 Wegeventil wurde in 5 Sekundentakten geschaltet. Während dieses Schaltvorganges entstand ein Kurzschlussmassenstrom zwischen Anschluss (a) und Anschluss (c) (vgl. Abbildung 4-23). Durch diesen Kurzschluss kam es zu einer Druckerhöhung im Ausgleichsbehälter, welche in Folge einen Rückschluss auf den Massenstrom ermöglichte. Der Druck im Ausgleichsbehälter wurde während der Schaltvorgänge mit einem Rosemount Absolutdruckmessgerät gemessen und mit 10 Hz aufgezeichnet.

4.8.3 Messergebnisse Auswertung und Interpretation

In Abbildung 4-23 ist der Druck im Ausgleichsbehälter p_{Abh} der drei Messreihen über der Zeit dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Druckerhöhung im Ausgleichsbehälter bei sinkendem Eingangsdruck am Ventilanschluss (a) ebenfalls geringer wird. Die Kurzschlusszeit ist etwa gleich groß wie die Betätigungszeit des Ventils (Zeit vom Beginn des Öffnungsvorganges bis das Ventil ganz geöffnet ist) und beträgt zwischen 0,1 und 0,2 Sekunden.

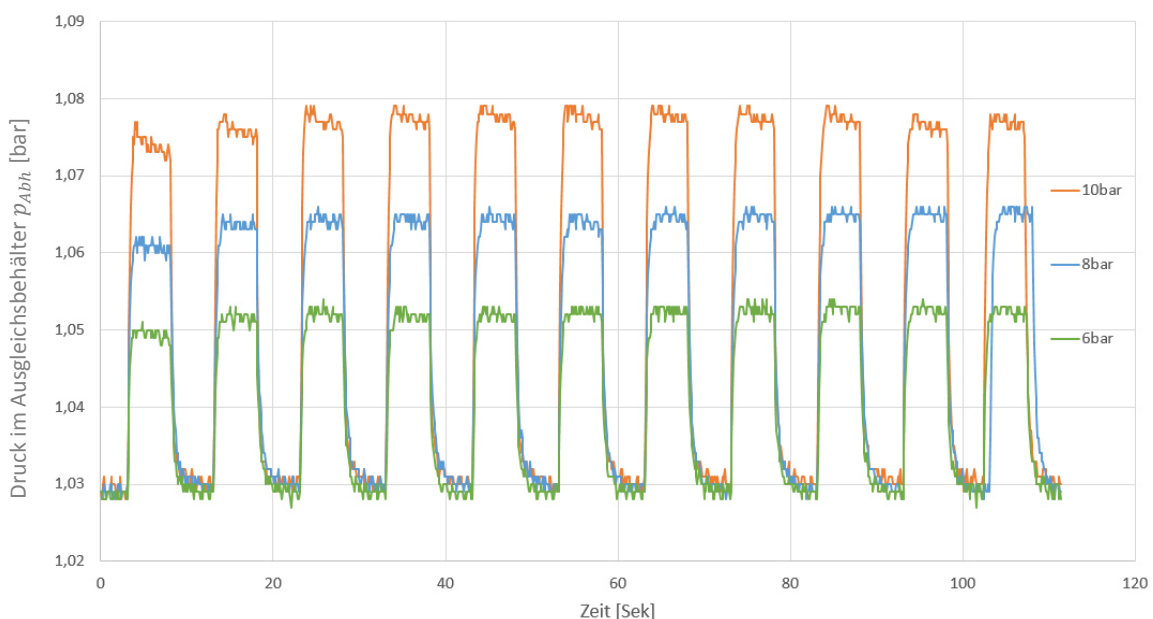


Abbildung 4-23: Messergebnisse Druckmessungen für drei Messreihen

In Tabelle 4-4 ist die Auswertung der in Abbildung 4-23 dargestellten Messergebnisse zusammengefasst. Hier entspricht der Wert $p_{AbhHoch}$ den hohen Drücken im Behälter (nach Druckanstieg und vor Druckabfall) und der Wert $p_{AbhNieder}$ den niedrigen Drücken im Behälter (nach Druckabfall und vor Druckanstieg). Wie schon im Diagramm ersichtlich sind die Messwerte nahezu konstant und schwanken nur wenig, dies ist auch in der geringen Standardabweichung ersichtlich.

4 Vorversuche und Messergebnisse

Tabelle 4-4: Auswertung der Druckmessung

	Messung 1 (10 bar)	Messung 2 (8 bar)	Messung3 (6 bar)
Mittelwert $p_{AbhHoch}$ [mBar]	1076,76	1063,85	1051,77
Standardabweichung $p_{AbhHoch}$ [mBar]	1,55	1,57	1,24
Mittelwert $p_{AbhNieder}$ [mBar]	1030,81	1030,37	1029,77
Standardabweichung $p_{AbhNieder}$ [mBar]	1,24	1,35	1,41

Durch einsetzen der Drücke $p_{AbhHoch}$ und $p_{AbhNieder}$ in die ideale Gasgleichung Glg. 4-3 und können die zugehörigen Massen m_{bHoch} und $m_{bNieder}$ berechnet werden. Durch Einsetzen dieser Massen in die Massenbilanz Glg. 4-4 ergibt sich Glg. 4-5 zur Ermittlung des Luftmassenstroms pro Schaltung $\Delta m_{lSchalt}$. Weiters wurde eine Isochore Zustandsänderung vorausgesetzt und die Temperaturänderung wurde vernachlässigt.

$$\frac{p \cdot V}{R \cdot T} = m \quad \text{Glg. 4-3}$$

$$m_{bHoch} - m_{bNieder} = \Delta m_{lSchalt} \quad \text{Glg. 4-4}$$

$$\Delta m_{lSchalt} = \frac{V}{R_l \cdot T} \cdot (p_{AbhHoch} - p_{AbhNieder}) \quad \text{Glg. 4-5}$$

Über das Dichteverhältnis von Ammoniak zu Luft, bei herrschendem Druck, kann auf den Ammoniakmassenstrom pro Schaltung $\Delta m_{ADSchalt}$ mit Glg. 4-6 rückgerechnet werden.

$$\Delta m_{ADSchalt} = \Delta m_{lSchalt} \cdot \frac{\rho_{AD}}{\rho_l} \quad \text{Glg. 4-6}$$

Tabelle 4-5 zeigt die berechneten Luftmassen- und Volumenströme, sowie den berechneten Ammoniakmassenstrom bei den unterschiedlichen Drücken. Für die Ammoniakmassenströme wurde die Dichte bei 12 bar und 80 ° C verwendet ($\rho_{AD} = 7 \frac{kg}{m^3}$) (Engineering Equation Solver, 2015). Dies entspricht in etwa den Zustandsgrößen in der DoublePump. Die Volumenströme wurden mit den unterschiedlichen Dichten der Messpunkte auf der Druckluftseite ermittelt.

Tabelle 4-5: Berechnete Massen- und Volumenströme

	Messung 1 (10 bar)	Messung 2 (8 bar)	Messung3 (6 bar)
$\Delta m_{lSchalt}$ [mg/Schaltung]	72	52,4	34,6
ΔV_{Schalt} [ml/Schaltung]	6,2	5,6	5,0
$\Delta m_{ADSchalt}$ [mg/Schaltung]	43,5	39,6	34,8

Abschließend sei zu bemerken, dass es sich keinesfalls um ein kurzschlussfreies Ventil handelt. Die Leckvolumen- und Leckmassenströme sind in Bezug auf den, bei der DoublePump verwendeten Volumenstrom von ca. 360 l/h jedoch gering und sind daher für die Anwendung geeignet. Sie wurden aufgrund der hohen Kosten schlussendlich nicht angeschafft.

5 SIMULATION

Um die Abläufe in der DoublePump besser verstehen zu können, wurde eine Simulation erstellt. Zum einen sollten damit für die Konstruktion wichtige Abmessungen wie Kolbenhub, Kolbenstangendurchmesser und Kolbendurchmesser ermittelt werden, zum anderen wurde eine Parameterstudie durchgeführt, um den Einfluss einzelner Parameter aufzuzeigen. Für die Erstellung der Simulation wurden die Programme MATLAB (2015) und Wolfram Mathematica (2015) verwendet. Auf die Aufgaben der einzelnen Programme wird in diesem Kapitel noch eingegangen. Zu Beginn werden der grundlegende Simulationsablauf und der Modellaufbau erklärt. Des Weiteren werden die Vereinfachungen und die technischen Grundlagen der Simulation beschrieben. Abschließend werden noch ausgewählte Simulationsergebnisse dargestellt und erläutert.

5.1 Funktionsweise des Simulationsmodell

Für die Erklärung der Simulation muss zu Beginn die Funktion der DoublePump erläutert werden. In Abbildung 5-1 ist ein Viertelschnitt durch die DoublePump dargestellt. Diese besteht aus dem Kolben (1), dem Gehäuse (2), den Membranen (3), den Magnetschaltventilen (4) und den Rückschlagventilen (5). Es ist zu erkennen, dass das Gehäuse in 4 unterschiedliche Kammern aufgeteilt ist. Die äußeren Kammern *KAD1* und *KAD2* sind mit Ammoniakdampf (AD) gefüllt. Der Druck in diesen Kammern ist vom Hochdruck (HD) und dem Niederdruck (ND) der angeschlossenen Absorptionswärmepump-Anlage abhängig. Die beiden inneren Kammern *KRL1* und *KRL2* sind mit einer Ammoniakwasserlösung gefüllt, welche in diesem Fall als reiche Lösung (RL) bezeichnet wird.

Die AD Kammern sind von den RL Kammern durch eine Membran getrennt die zur Abdichtung dient. Um einen Druckausgleich zwischen den RL Kammern zu verhindern werden diese durch eine Kolbenstangenabdichtung getrennt. Die AD Kammern werden abwechselnd mit AD auf HD beaufschlagt, dadurch wird in einer der inneren Kammern RL angesaugt und in der anderen ausgeschoben. Die Beaufschlagung mit AD wird mit Schaltventilen gesteuert.

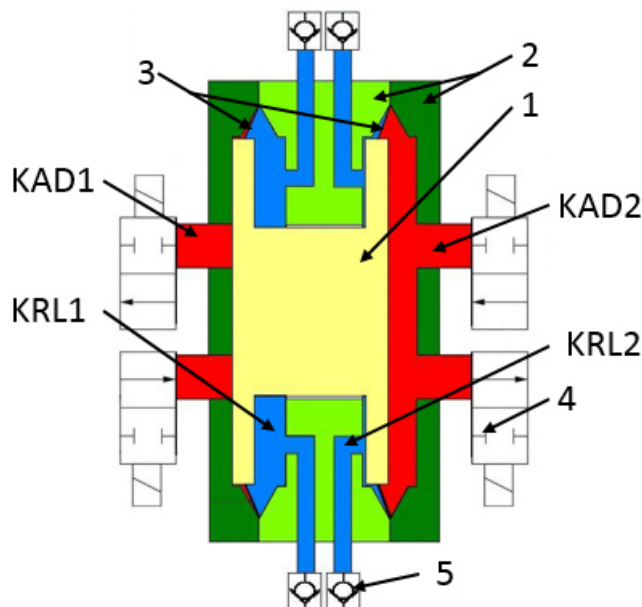


Abbildung 5-1: Viertelschnitt der DoublePump

Der Ablauf setzt sich aus drei separaten Phasen, die in drei aufeinanderfolgenden Schleifen abgearbeitet werden, zusammen.

Phase 1: Gestartet wird mit dem Betätigen der Magnetschaltventile. Es strömt AD auf HD-Niveau in die KAD1 ein und gleichzeitig strömt AD gegen das ND-Niveau aus der KAD2 aus. Es wird je nach vorhandener Druckdifferenz über die Magnetventile, noch zwischen überkritischem und unterkritischem Strömungsverhalten unterschieden (siehe Kapitel 5.2.2). Die Drücke p_{KRL} 1 & 2 werden aus dem Kräftegleichgewicht ermittelt wobei die Druckübersetzung und weitere wirkende Kräfte berücksichtigt werden. Während dieser Phase findet keine Bewegung des Kolbens statt. Diese Phase wird mit dem Auslösen der Rückschlagventile abgeschlossen. Phase 1 siehe Abbildung 5-2.

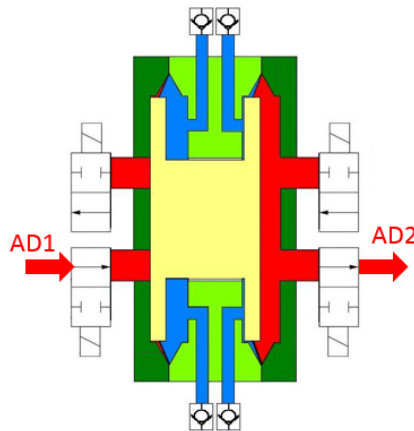


Abbildung 5-2: Simulationsablauf Phase 1

Phase 2: In dieser Phase setzt die Bewegung des Kolbens ein. Um das Kräftegleichgewicht während der Bewegung berechnen zu können, muss eine Differentialgleichung 2.-Ordnung gelöst werden. Die Terme dieser Differentialgleichung bestehen neben beschleunigungs-, geschwindigkeits- und auslenkungsabhängigen Werten auch aus Fixwerten. Diese Phase wird beendet, wenn entweder der maximale Hub erreicht wurde oder die Kraft nicht mehr ausreicht, um den Kolben weiter zu bewegen. Phase 2 siehe Abbildung 5-3.

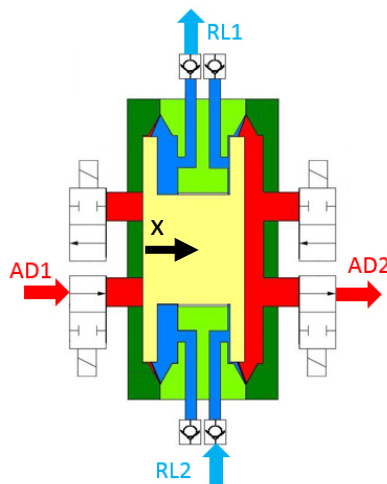


Abbildung 5-3: Simulationsablauf Phase 2

Phase 3: Die Schaltventile werden in einem fixen Intervall geschaltet, wodurch es nach dem Bewegungsende zu einer Stillstandzeit kommt, welche durch die Phase 3 ausgedrückt wird. In dieser Phase geschieht weder eine Druckänderung noch eine Bewegung. Nach Erreichen der Schaltzeit beginnt der Ablauf bei Phase 1, in die entgegengesetzte Richtung, von neuem. Phase 3 siehe Abbildung 5-4.

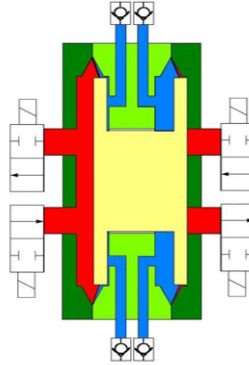


Abbildung 5-4: Simulationsablauf Phase 3

In Abbildung 5-5 ist dieser Simulationsablauf nochmal schematisch dargestellt.

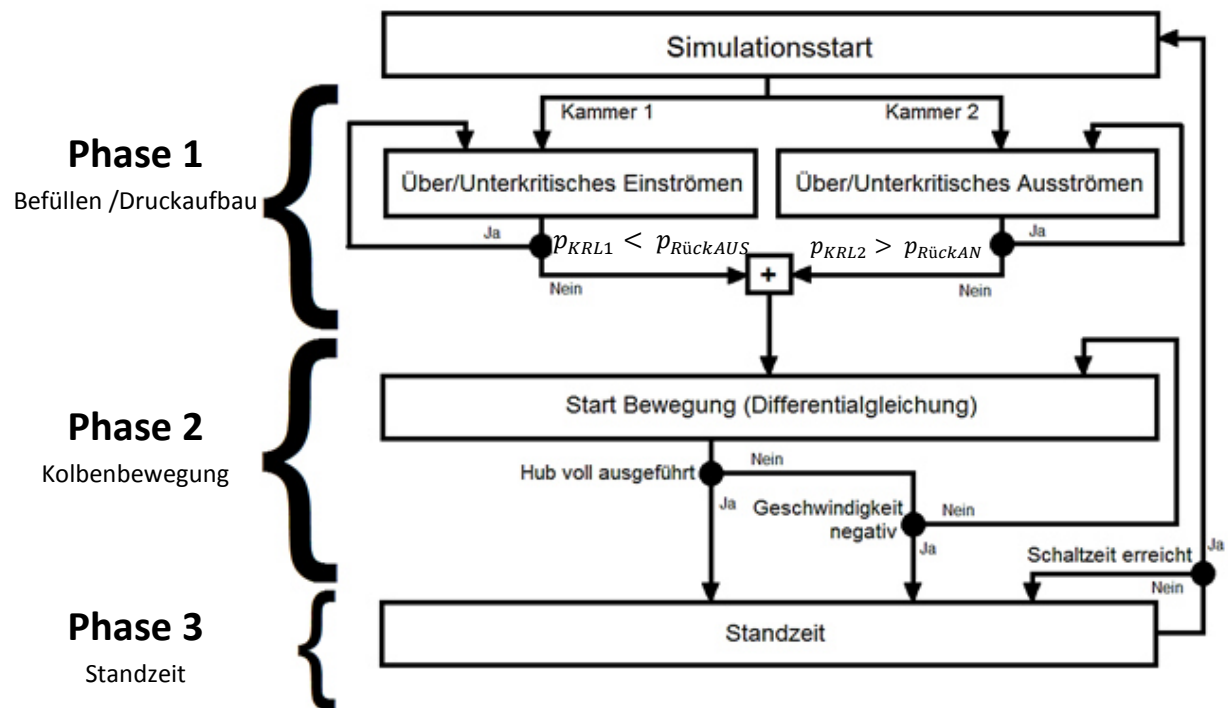


Abbildung 5-5: Schematische Darstellung des Simulationsablaufes

Zu den einzelnen Phasen sind in Tabelle 5-1 die Startwerte der Hubposition (mm), der Kolbengeschwindigkeit (mm/s) und der Drücke (bar) in den einzelnen Kammern dargestellt.

Tabelle 5-1: Anfangsbedingungen der einzelnen Phasen der Simulation

	Hub [mm]	Geschwindigkeit [mm/s]	p_{KAD1} [bar]	p_{KRL1} [bar]	p_{KRL2} [bar]	p_{KAD2} [bar]
Phase 1	0	0	ND	$p_{RückKAN}$	$p_{RückAUS}$	HD
Phase 2	0	0	HD	$p_{RückAUS}$	$p_{RückKAN}$	ND<
Phase 3	Hub	0	HD	$p_{RückAUS}$	$p_{RückKAN}$	ND

Hub: Der Hub beschreibt die Position in der sich der Kolben befindet, daraus ergibt sich das Volumen in den einzelnen Kammern. Hub 0 bedeutet, dass sich der Kolben am linken Anschlag (siehe Abbildung 5-1) befindet. Das Volumen in den Kammern AD1 und RL2 ist somit minimal und in den Kammern AD2 und RL1 befinden sich die maximalen Volumina. Die Anfangsbedingung für die Phase 3 hängt vom Endkriterium von Phase 2 ab. Wurde die gesamte Hublänge erreicht befindet sich der Kolben im rechten Totpunkt, andernfalls steht der Kolben dazwischen.

Geschwindigkeit: Die Anfangsgeschwindigkeit ist in allen drei Phasen 0, da die Kolbenbewegung nur während der Phase 2 stattfindet.

Drücke: Zu Beginn von Phase 1 wird davon ausgegangen, dass ein vollkommener Druckausgleich zwischen dem AD in den Kammern und der Absorptionswärmepump-Anlage stattgefunden hat. Dadurch befinden sich Kammer AD1 auf ND und Kammer AD2 auf HD. Der Druck $p_{RückAN}$ in Kammer RL1 entspricht jenem Druck, der nötig ist, um das ansaugseitige Rückschlagventil zu betätigen. Dieser Druck ist von dem nötigen Öffnungsdruck des Rückschlagventils, den Druckverlusten in der Saugleitung und dem ND abhängig. Der Druck $p_{RückAUS}$ entspricht dem Betätigungsdruck des druckseitigen Rückschlagventils und wird wie $p_{RückAN}$ gebildet, mit dem Unterschied, dass dieser vom HD und dem Druckverlust der Druckleitung abhängig ist (vgl. Glg. 5-54 und Glg. 5-55).

Der Einstromvorgang während Phase1 geht in Kammer AD1 viel schneller von statten als der Ausströmvorgang in Kammer AD2. Dadurch strömt zum Ende der Phase 1 kein AD mehr ein, sodass sich in Kammer AD1 der HD als Anfangsbedingung für Phase 2 einstellt. Der Startdruck in Kammer AD2 entspricht für Phase 2 dem p_{KAD2} am Ende der Phase 1. Dieser ist von den Druckverlusten über das Magnetschaltventil abhängig, er ist aber in jedem Fall größer als der ND.

Während Phase 3 hat sich wieder ein Gleichgewicht eingestellt. Aus diesem Grund werden die Drücke in Kammer AD1 mit dem HD und in Kammer AD2 mit dem ND angesetzt. Für einen weiteren Zyklus werden die Endwerte von Phase 3 als Anfangswerte für die Phase 1 herangezogen. In Abbildung 5-6 sind diese Druckverläufe schematisch über die Zeit dargestellt.

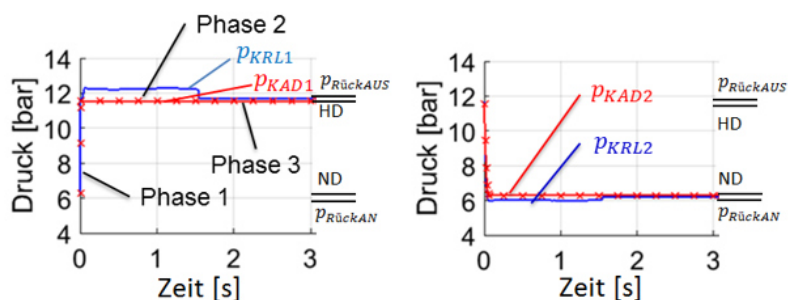


Abbildung 5-6: Schematische Druckverläufe in Kammer 1 (links) und Kammer 2

Die Bewegungsgleichung wurde mithilfe des Programmes Wolfram Mathematica (2015) aufgestellt, da dieses in der Lage ist Gleichungen symbolisch umzuformen. Dadurch ist es einfach die Differentialgleichung in eine lösbar Form zu bringen. Diese aufgestellte Differentialgleichung wird in weiterer Folge an das Programm MATLAB (2015) übergeben. In MATLAB (2015) ist es möglich die einzelnen Schleifen zu erstellen und durch IF-Abfragen logisch miteinander zu verknüpfen. Die übergebene Differentialgleichung wird in MATLAB (2015) durch ein Runge-Kutta-Verfahren der 4. Ordnung numerisch gelöst. Auch die Auswertung der Daten erfolgt aufgrund der einfachen Automatisierung in MATLAB (2015).

5.2 Grundlagen und Vereinfachungen

Für die Simulation mussten gewisse Annahmen getroffen und Formeln aus gegebenen Grundformeln abgeleitet werden. Um ein besseres Verständnis für die Simulation zu erhalten, wird im Folgenden die Herleitung einzelner Formeln angeführt und die Wahl der getroffenen Vereinfachungen begründet.

Eine Vereinfachung war die Rechnung mit idealem anstatt realem Gasverhalten. In Abbildung 5-7 ist der Dichteverlauf von Ammoniak bzw. einer dampfförmigen Ammoniakwassermischung (5 Massenprozent Wasser) über dem Druck (bei 80 °C) dargestellt. Die Dichteabweichung steigt mit dem Druck und beträgt bei 15 bar 8,7% für reales NH₃ und 15,9% bei NH₃H₂O gegenüber dem idealen NH₃.

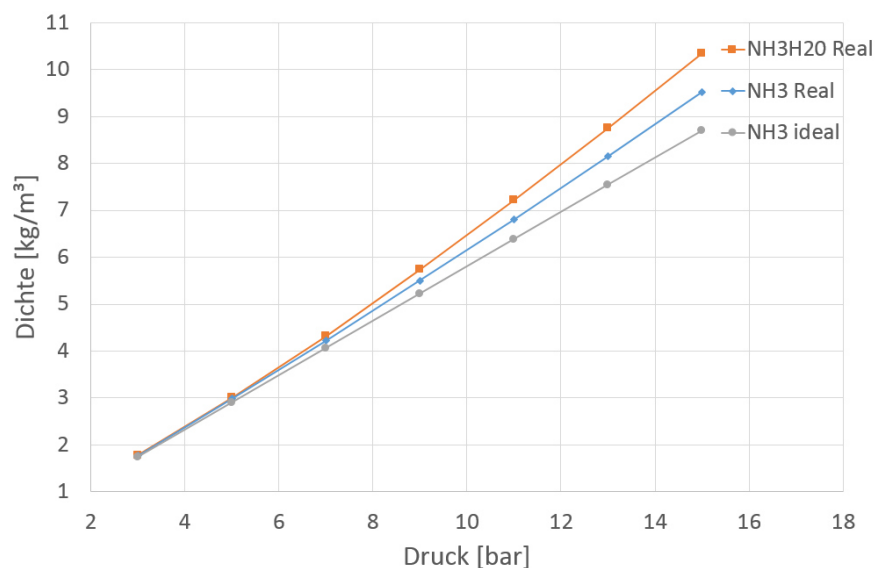


Abbildung 5-7: Vergleich Ammoniakdichte Real, Ideal Gas und Ammoniakwassermischung (5 Massenprozent Wasser) bei jeweils 80 °C (Engineering Equation Solver, 2015)

Aufgrund der „geringen“ Abweichung ist diese Annahme zulässig und es wurden in weiterer Folge alle Zusammenhänge durch die ideale Gasgleichung Glg. 5-1 ausgedrückt. Die ideale Gasgleichung beschreibt den Zusammenhang zwischen Druck p , Volumen V , Masse m , Temperatur T und der stoffabhängigen Gaskonstante R . Diese beträgt für Ammoniak 488,2 J/kgK (Engineering Equation Solver, 2015).

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T$$

Glg. 5-1

Eine weitere Vereinfachung war, dass die Druckverluste nicht durch eine Strömungssimulation sondern durch vereinfachte Gleichungen berechnet wurden. Es wurde für die Rohrströmung die Druckverluste nach Blasius und für die Ventildruckverluste die kv-Werte verwendet (Herleitungen siehe Kapitel 5.2.2). Dies entspricht im Anlagen- und Apparatebau dem Stand der Technik.

5.2.1 Geometrische Daten und Volumenströme

Um die Volumenströme über die Geometrie der DoublePump zu bestimmen werden gewisse geometrische Abmessungen benötigt. In der DoublePump wird eine mit einem Kolben verbundene Membran verwendet, diese besitzt das Volumen eines abgeschnittenen Kegels (siehe Abbildung 5-8). Um später die Druckübersetzung (p_{KRL}/p_{KAD}) und die Volumenströme berechnen zu können wird als Hilfsgröße ein Vergleichskolbendurchmesser d_{VK} eingeführt. Dieser Vergleichskolben besitzt bei gleicher Höhe das gleiche Volumen wie der Kegelabschnitt.

In Glg. 5-2 ist die allgemeine Formel für die Berechnung des Volumens eines Drehzylinder mit dem Durchmesser d_{VK} und der Höhe h angegeben. Glg. 5-3 beschreibt die Formel für die Volumenberechnung eines beliebigen Rotationskörpers um die x-Achse mit der Höhe h . Glg. 5-4 stellt die allgemeine Form der Geradengleichung mit der Steigung k und dem y-Achsenabschnitt d dar.

$$V_{VK} = h \cdot \frac{d_{VK}^2 \cdot \pi}{4} \quad \text{Glg. 5-2}$$

$$V_{M+K} = \pi \int_0^h y^2 dx \quad \text{Glg. 5-3}$$

$$y = k \cdot x + \bar{d} \quad \text{Glg. 5-4}$$

Abbildung 5-8 zeigt die Abmessungen und die Verläufe der Außenkontur eines Zylinders (strichliert) und eines abgeschnittenen Kegels (durchgehend) in einem X-Y Koordinatensystem. Beide haben die Höhe h , der Durchmesser des Zylinders entspricht dem des Vergleichskolbens. Die Durchmesser d_{ma} und d_{mi} entsprechen den Abmessungen der Membran wie in Kapitel 4.4.2.

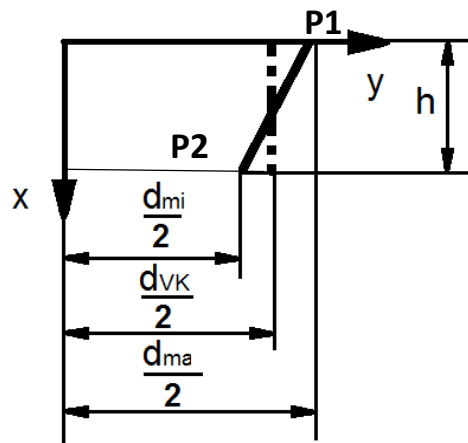


Abbildung 5-8: Abmessungen für die Berechnung des Vergleichskolbendurchmessers

Aus der Abbildung 5-8 ergeben sich die Punkte $P_1 \left(0 \mid \frac{d_{ma}}{2} \right)$ und $P_2 \left(h \mid \frac{d_{mi}}{2} \right)$ für die Geradengleichung. Glg. 5-5 ist jene Geradengleichung welche sich durch einsetzen der Punkte P_1 und P_2 in Glg. 5-4 ergibt.

Durch einsetzen dieser Geradengleichung in Glg. 5-3 ergibt sich Glg. 5-6. Nach dem Lösen des Integrals folgt Glg. 5-7, mit dieser kann das Volumen des Kegelabschnittes berechnet werden. Ein

gleichsetzen dieser Volumengleichung mit jener des Ersatzkolbens (Glg. 5-2) und ein anschließendes umformen auf den Vergleichskolbendurchmesser ergibt Glg. 5-9. Anhand dieser Formel ist zu erkennen, dass dieser Durchmesser unabhängig von der Höhe ist und nur von den Membranabmessungen bestimmt wird.

$$y = \frac{d_{ma} \cdot h - d_{ma} \cdot x + d_{mi} \cdot x}{2h} \quad \text{Glg. 5-5}$$

$$V_{M+K} = \frac{\pi}{4 \cdot h^2} \int_0^h x^2 \cdot (d_{mi}^2 - 2 \cdot d_{mi} \cdot d_{ma} + d_{ma}^2) + 2 \cdot x \cdot h \cdot (d_{mi} \cdot d_{ma} - d_{ma}^2) + h^2 \cdot d_{ma}^2 dx \quad \text{Glg. 5-6}$$

$$V_{M+K} = h \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1}{3} \cdot (d_{mi}^2 + d_{mi} \cdot d_{ma} + d_{ma}^2) \quad \text{Glg. 5-7}$$

$$V_{M+K} = V_{VK} \quad \text{Glg. 5-8}$$

$$d_{VK} = \sqrt{\frac{1}{3} \cdot (d_{mi}^2 + d_{mi} \cdot d_{ma} + d_{ma}^2)} \quad \text{Glg. 5-9}$$

Mit den Werten der DoublePump ($d_{mi} = 175 \text{ mm}$, $d_{ma} = 205 \text{ mm}$) ergibt sich, dass $d_{VK} = 190,2 \text{ mm}$ ist. Mit diesem Wert ist es einfach die Volumenströme des AD und der RL in Abhängigkeit der Kolbengeschwindigkeit \dot{x} zu berechnen. Mit Glg. 5-10 und Glg. 5-11 werden diese beiden Volumenströme berechnet, wobei bei der RL der Durchmesser der Kolbenstange d_{KS} berücksichtigt werden muss. Mit diesen Volumenströmen kann in weiterer Folge der Druckverlust während der Kolbenbewegung berechnet werden.

$$\dot{V}_{AD} = \frac{d_{VK}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \dot{x} \quad \text{Glg. 5-10}$$

$$\dot{V}_{RL} = \frac{(d_{VK}^2 - d_{KS}^2) \cdot \pi}{4} \cdot \dot{x} \quad \text{Glg. 5-11}$$

5.2.2 Druckverluste

Die Druckverluste begrenzen die maximale Kolbengeschwindigkeit bzw. bestimmen die Dauer der Phase 1 & 2 und sind für die Simulation von großer Bedeutung. In der Simulation werden drei verschiedene Arten von Druckverlusten berücksichtigt:

Druckverluste in der Absorptionswärmepump-Anlage

Der Druckverlust in der gesamten AWP wurden durch einen konstanten ($\Delta p_{Anlagefix} [\text{bar}]$) und einem RL massenstromabhängigen ($\Delta p_{Anlagevar} [\text{bar} \frac{\text{s}}{\text{kg}}]$) Teil modelliert und berücksichtigt alle Druckverluste der AWP bis zu den Anschlüssen an die DoublePump.

$$\Delta p_{Anlage} = \Delta p_{Anlagefix} + \Delta p_{Anlagevar} \cdot \dot{m}_{RL} \quad \text{Glg. 5-12}$$

Druckverluste durch den Verteilerkanal in der DoublePump

Die Verteilung der RL in der DoublePump erfolgt über einen Verteilerkanal (siehe Abbildung 6-4), in dem aufgrund der Wandrauigkeit ebenfalls Druckverluste auftreten.

Für die Berechnung des Druckverlustes durch den Verteilerkanal wird die Glg. 5-18 verwendet. Es handelt sich beim Verteilerkanal um ein rechteckiges Profil, daher muss zu Beginn der hydraulische Durchmesser d_{hVKa} ermittelt werden (Glg. 5-13). Dieser ist abhängig von der durchströmten Fläche A_{VKa} und dem benetzten Umfang U_{VKa} des Verteilerkanals. Da der Volumenstrom bereits in Abhängigkeit der Kolbengeschwindigkeit bekannt ist, kann durch dividieren mit der Kanalfläche die mittlere Geschwindigkeit ermittelt werden (Glg. 5-14). Mit diesen Werten und der kinematischen Viskosität der RL ν_{RL} kann die Reynoldszahl mit Glg. 5-15 ermittelt werden. Die verwendeten Formeln stammen von Hochenauer (2016).

$$d_{hVKa} = \frac{4 \cdot A_{VKa}}{U_{VKa}} \quad \text{Glg. 5-13}$$

$$\overline{c}_{VKa} = \frac{\dot{V}_{RL}}{A_{VKa}} \quad \text{Glg. 5-14}$$

$$Re = \frac{\overline{c}_{VKa} \cdot d_{hVKa}}{\nu_{RL}} \quad \text{Glg. 5-15}$$

Die Reynoldszahl befindet sich bei der DoublePump in einem Bereich zwischen 2000 und 13000. Das Ablesen der Rohrreibungszahl λ_{VKa} in einem Moody Diagramm lässt sich automatisch nur schwer bewerkstelligen. Deshalb wurde die Gleichung für ein hydraulisch glattes Rohr nach Blasius (Glg. 5-16) verwendet, um die Rohrreibungszahl berechnen zu können. Mit der Dichte der RL ρ_{RL} und der Länge des Verteilerkanals l_{VKa} lässt sich mit Glg. 5-17 der Druckverlust berechnen. In Glg. 5-18 wurden alle Werte der obigen Formeln eingesetzt um eine Gleichung zu erhalten welche nur mehr von geometrischen Fixgrößen, konstanten Stoffwerten und dem Volumenstrom der RL abhängig ist. Die folgenden Formeln sind aus Hochenauer (2016) entnommen.

$$\lambda_{VKa} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad \text{Glg. 5-16}$$

$$\Delta p_{VKa} = \lambda_{VKa} \cdot \frac{l_{VKa}}{d_{hVKa}} \cdot \frac{\rho_{RL}}{2} \cdot \overline{c}_{VKa}^2 \quad \text{Glg. 5-17}$$

$$\Delta p_{VKa} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\frac{\dot{V}_{RL} \cdot 4}{U_{VKa} \cdot \nu_{RL}}}} \cdot \frac{l_{VKa} \cdot U_{VKa}}{4 \cdot A_{VKa}} \cdot \frac{\rho_{RL}}{2} \cdot \frac{\dot{V}_{RL}^2}{A_{VKa}^2} \quad \text{Glg. 5-18}$$

Druckverluste beim Durchströmen der Ventile

Die Druckverluste in den Ventilen werden sowohl bei der RL als auch beim AD berücksichtigt. Zum einen wird durch die Ventile der maximal mögliche Volumenstrom des AD in Phase 1 bestimmt, zum anderen führen sie auf der RL Seite während der Kolbenbewegung zu großen Druckverlusten.

Für die Ventile erfolgte die Druckverlustberechnung über den kv-Wert. Dabei handelt es sich um einen vom Hersteller angegebenen Wert, der gemäß VDI/VDE 2173 ermittelt wird. In Abbildung 5-9 ist der schematische Aufbau für die Ventilberechnung dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich die Zustände mit dem Index 1 auf den Zustand vor dem Ventil beziehen, und jene mit Index 2 den Zustand hinter dem Ventil beschreiben.

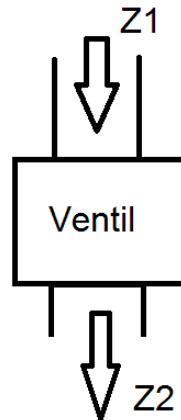


Abbildung 5-9: Schematische Darstellung der Zustände am Schaltventil

Es wird nach VDI/VDE 2173 bei der Berechnung zwischen 3 Fällen unterschieden:

- Durchströmen einer Flüssigkeit Glg. 5-19
- Überkritische Gasströmung (d.h. $p_2 < \frac{p_1}{2}$) gilt Glg. 5-20
- Unterkritische Gasströmung (d.h. $p_2 > \frac{p_1}{2}$) gilt Glg. 5-21

\dot{V} steht bei allen drei Gleichungen für den Volumenstrom, wobei es sich bei \dot{V}_N um den Normvolumenstrom handelt. Es ist zu beachten, dass bei Flüssigkeiten die Dichte ρ des jeweiligen Mediums in kg/m^3 , bei Gasen jedoch die Normdichte ρ_N in kg/Nm^3 (bei $p_N=1$ bar und $T_N=289$ K) verwendet wird. Für die Berechnung des Druckverlustes bei unterkritischer Gasströmung ($p_2 > \frac{p_1}{2}$) muss zusätzlich die Temperatur vor dem Ventil T_1 in Kelvin und der Druck hinter dem Ventil p_2 in bar bekannt sein. Bei überkritischer Gasströmung ($p_2 < \frac{p_1}{2}$) wird angenommen, dass die Druckdifferenz Δp_{Vent} zwischen p_2 und p_1 genau $\frac{p_1}{2}$ entspricht. Daraus folgt das der Druck p_2 ebenfalls $\frac{p_1}{2}$ entspricht. Durch Einsetzen dieser Annahme in Glg. 5-21 ergibt sich Glg. 5-20. Die folgenden Gleichungen sind von Schweizer (2016) entnommen.

$$k_V = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{1000 \cdot \Delta p_{Vent}}} \quad \text{Glg. 5-19}$$

$$k_V = \frac{\dot{V}_N}{257 \cdot p_1} \cdot \sqrt{\rho_N \cdot T_1} \quad \text{Glg. 5-20}$$

$$k_V = \frac{\dot{V}_N}{514} \cdot \sqrt{\frac{\rho_N \cdot T_1}{\Delta p_{Vent} \cdot p_2}} \quad \text{Glg. 5-21}$$

Sind der Druck und die Temperatur vor dem Ventil sowie der k_V -Wert bekannt, kann durch umformen der Druckverlust Δp_{vent} für Flüssigkeiten und überkritischer Gasströmung berechnet werden. Bei unterkritischen Gasströmungen wird der Druck hinter dem Ventil benötigt, da dieser meistens nicht bekannt ist und muss er daher folgendermaßen berechnet werden.

Die Definition des Druckverlustes ist wie in Glg. 5-22 dargestellt, Druck vor dem Ventil minus Druck hinter dem Ventil. Durch Einsetzen dieser Definition in Glg. 5-21 ergibt sich durch umformen eine quadratische Gleichung (in der Form von Glg. 5-23). Diese Gleichung wird mit Glg. 5-24 verglichen. Wird diese Gleichung mit der kleinen Lösungsformel (Glg. 5-25) gelöst, ergeben sich die beiden Ergebnisse für den Druck p_2 wie in Glg. 5-26 dargestellt.

$$\Delta p_{vent} = p_1 - p_2 \quad \text{Glg. 5-22}$$

$$p_2^2 + a \cdot p_2 + b = 0 \quad \text{Glg. 5-23}$$

$$p_2^2 - p_1 \cdot p_2 + \left(\frac{\dot{V}_N}{k_V \cdot 514} \right)^2 \cdot \rho_N \cdot T_1 = 0 \quad \text{Glg. 5-24}$$

$$p_{2(1,2)} = -\frac{a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 - b} \quad \text{Glg. 5-25}$$

$$p_{2(1,2)} = \frac{p_1}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{p_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{\dot{V}_N}{k_V \cdot 514}\right)^2 \cdot \rho_N \cdot T_1} \quad \text{Glg. 5-26}$$

Bei einem idealen Ventil ohne Verluste wäre der k_V -Wert ∞ , in diesem Fall müsste $p_2 = p_1$ sein. Aus dem Einsetzen in Glg. 5-26 folgt, dass nur die Lösung, bei der addiert wird, ein physikalisch richtiges Ergebnis liefert. Somit kann der Druck hinter dem Ventil mit Glg. 5-27 berechnet werden.

$$p_2 = \frac{p_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{p_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{\dot{V}_N}{k_V \cdot 514}\right)^2 \cdot \rho_N \cdot T_1} \quad \text{Glg. 5-27}$$

Der Normvolumenstrom ist nicht bekannt oder nur von geringem Interesse, daher wird dieser durch Glg. 5-28 in den echten Volumenstrom \dot{V}_{AD} umgerechnet. Dabei wird davon ausgegangen, dass in beiden Fällen der gleiche Massenstrom vorliegt. Mithilfe der idealen Gasgleichung kann die Dichte im Zustand 1 (ρ_{AD}) berechnet werden. Werden die ideale Gasgleichung und Glg. 5-28 in Glg. 5-27 eingesetzt führt dies zu Glg. 5-29. Diese wird auch in der Simulation für die Druckberechnung verwendet.

$$\dot{V}_{AD} \cdot \rho_{AD} = \dot{V}_N \cdot \rho_N \quad \text{Glg. 5-28}$$

$$p_2 = \frac{p_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{p_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{\dot{V}_{AD} \cdot p_1 \cdot 10^5}{k_V \cdot 514 \cdot R_{AD}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\rho_N \cdot T_1}} \quad \text{Glg. 5-29}$$

Korrektur des k_V -Wertes

In der Simulation wurde berücksichtigt, dass sich in der AD-Zuleitung kein reiner Ammoniakdampf sondern auch flüssiges Ammoniak (aus der Kondensation) befindet. Dafür wurde das Ventil gedanklich, wie in Abbildung 5-10 dargestellt, in 2 Ventile aufgeteilt. Ein Ventil wird nur mit dem flüssigen Ammoniak, das andere nur mit dem gasförmigen Ammoniak durchströmt. Durch diese Annahme ist es möglich bei bekanntem k_{Vges} -Wert des Ventiles (k_{Vges}) mit Glg. 5-36 den k_V -Wert für die gasförmige Seite (k_{V1}) zu berechnen.

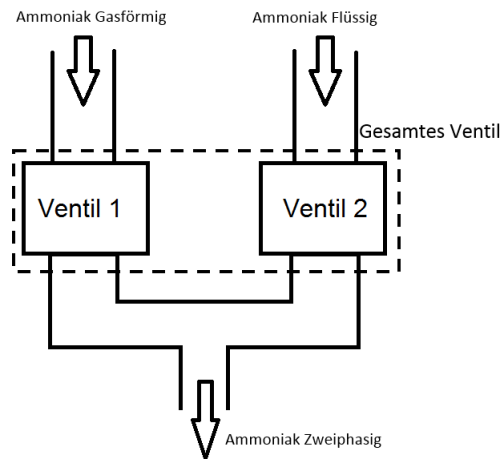


Abbildung 5-10: Vereinfachte Betrachtung einer Mehrphasenströmung in Schaltventilen

Für die Berechnung des gesamten k_V -Wertes parallel geschalteter Ventile können die k_V -Werte der einzelnen Ventile addiert werden. Die Formel für parallel geschaltete Ventile wird laut Schweizer (2016) mit Glg. 5-30 ausgedrückt. Hier steht k_{V1} für den k_V -Wert Anteil der gasförmigen, k_{V2} für jenen der flüssigen Strömungskomponenten. k_{Vges} ist der bekannte Wert des eingesetzten Ventils. Durch Umformen der allgemeinen k_V -Wert Formel Glg. 5-19 auf den Volumenstrom, ergibt sich mit Glg. 5-31 der Volumenstrom des flüssigen Ammoniaks \dot{V}_{Af} mit der Dichte ρ_{Af} . Durch Umformen von Glg. 5-21 ergibt sich mit Glg. 5-32 der Normvolumenstrom $\dot{V}_{Ngasförmig}$. Da es sich beim Gasvolumenstrom in Glg. 5-32 um einen Normvolumenstrom handelt muss dieser über die Normdichte ρ_N und die AD Dichte vor dem Ventil ρ_{AD1} umgerechnet werden. f_{kon} wird ist als das Verhältnis des Massenstromes an flüssigem Ammoniak zu dem Massenstrom an gasförmigen Ammoniak definiert und ist ein Annahmewert um die Bedingungen in der Zuleitung besser zu beschreiben. Mit diesem Wert f_{kon} können die beiden Volumenströme mit Glg. 5-33 ausgedrückt werden.

$$k_{Vges} = k_{V1} + k_{V2} \tag{Glg. 5-30}$$

$$\dot{V}_{Af} = k_{V2} \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot \Delta p_{vent}}{\rho_{Af}}} \tag{Glg. 5-31}$$

$$\dot{V}_{Ngasförmig} = k_{V1} \cdot 514 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{vent} \cdot p_2}{\rho_N \cdot T_1}} \tag{Glg. 5-32}$$

$$f_{kon} = \frac{\dot{V}_{Af} \cdot \rho_{AD1}}{\dot{V}_{Ngasförmig} \cdot \rho_N} \tag{Glg. 5-33}$$

Durch Einsetzen von Glg. 5-31 und Glg. 5-32 in Glg. 5-33 ergibt sich der Zusammenhang zwischen k_{V1} und k_{V2} , wie in Glg. 5-34 dargestellt. Wird dieser Zusammenhang verwendet und in Glg. 5-30 eingesetzt und auf k_{V1} umgeformt, ergibt sich Glg. 5-36.

$$k_{V2} = k_{V1} \cdot \frac{514 \cdot \rho_N \cdot f_{kon}}{\rho_{AD1}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{Af} \cdot p_2}{1000 \cdot \rho_N \cdot T_1}} \quad \text{Glg. 5-34}$$

$$k_{Vges} = k_{V1} \cdot \left(1 + \frac{514 \cdot \rho_N \cdot f_{kon}}{\rho_{AD1}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{Af} \cdot p_2}{1000 \cdot \rho_N \cdot T_1}} \right) \quad \text{Glg. 5-35}$$

$$k_{V1} = \frac{k_{Vges}}{\left(1 + \frac{514 \cdot \rho_N \cdot f_{kon}}{\rho_{AD1}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{Af} \cdot p_2}{1000 \cdot \rho_N \cdot T_1}} \right)} \quad \text{Glg. 5-36}$$

Weiters wird berücksichtigt, dass auch in der Pumpe aufgrund der Wärmeverluste Kondensation stattfindet. Für die Simulation wird der Korrekturwert k_{Vk} eingeführt der das Ausmaß der Kondensation berücksichtigt, der den k_V -Wert des Schaltventils in Abhängigkeit der Kondensatmenge vermindert. Für die Berechnung wird davon ausgegangen, dass ein bestimmter Anteil im Behälter kondensiert und diese zusätzliche Masse zuvor im gasförmigen Zustand durch das Schaltventil muss. Dies führt so zu einem höheren Massenstrom und somit zu einem größeren Druckverlust.

Die maximale Kondensatmasse m_{kon} lässt sich mit Glg. 5-38 berechnen. Dafür wird das maximale Pumpvolumen V_{max} , die Dichte von flüssigem Ammoniak ρ_{Af} und der angenommene Volumenprozentanteil des Kondensats f_{konB} (wird mit Glg. 5-37 berechnet, V_{konB} entspricht dem Kondensatvolumen im Behälter) verwendet. Die maximale AD-Masse m_{AD} wird mit Glg. 5-39 berechnet und ist zusätzlich vom Hochdruck p_{HD} , der Temperatur in der Kammer T_2 und der Gaskonstanten des Ammoniakdampfs R_{AD} abhängig. Aus diesen beiden Werten ergibt sich mit Glg. 5-40 der Korrekturwert k_{Vk} . Abschließend wird mit Glg. 5-41 der für die Simulation verwendete k_V -Wert k_{Vsim} berechnet mit dem alle Ventildruckverluste berechnet werden. Der Wert k_{V1} wird dabei aus der vorhergehenden Glg. 5-36 verwendet.

$$f_{konB} = \frac{V_{konB}}{V_{max}} \quad \text{Glg. 5-37}$$

$$m_{kon} = V_{max} \cdot \rho_{Af} \cdot f_{konB} \quad \text{Glg. 5-38}$$

$$m_{AD} = V_{max} \cdot (1 - f_{konB}) \cdot \frac{p_{HD} \cdot 10^5}{R_{AD} \cdot T_2} \quad \text{Glg. 5-39}$$

$$k_{Vk} = \frac{(m_{AD} + m_{kon})}{m_{AD}} \quad \text{Glg. 5-40}$$

$$k_{Vsim} = \frac{k_{V1}}{k_{Vk}} \quad \text{Glg. 5-41}$$

5.2.3 Membrankraft

Um den Verlauf der Membrankraft in der Simulation berücksichtigen zu können, musste für diesen eine Gleichung gefunden werden, um die Axialkraft in Abhängigkeit der Auslenkung darzustellen. Dieser Verlauf wurde in der Simulation mit Glg. 5-47 ausgedrückt, wobei über den Parameter l_{01} eine Vorverformung berücksichtigt werden kann.

Für die Herleitung wurden die Formeln für die Normalspannung, das linear-elastische Werkstoffgesetz (Glg. 5-42) und Geometrieabhängigkeiten (Glg. 5-45, Glg. 5-46) verwendet. Mit Glg. 5-42 war es möglich, die Membrankraft F_M durch den E-Modul E , die Dehnung ε (ausgedrückt durch $\frac{l-l_{01}}{l_{01}}$) und die Fläche A auszudrücken (siehe Glg. 5-43). Der konstante Korrekturwert k_W berücksichtigt, dass nur ein Teil der Membranfläche zur Steifigkeit beiträgt. Dieser wurde durch den Vergleich mit den Versuche in Kapitel 4.4 ermittelt.

$$\sigma = \frac{F_M}{A} = E \cdot \varepsilon \quad \text{Glg. 5-42}$$

$$F_M = E \cdot A \cdot k_W \cdot \frac{l - l_{01}}{l_{01}} \quad \text{Glg. 5-43}$$

In Abbildung 5-11 sind die geometrischen Zusammenhänge dargestellt die den Glg. 5-44 und Glg. 5-45 zugrunde lagen. Der verwendete Parameter x steht für die Hublänge, l_0 ausgedrückt durch $(\frac{d_{ma} - d_{mi}}{2})$ für die Ausgangslänge, s für die Membrandicke und l für die aktuelle Membranlänge. Für die Umrechnung der Membrankraft in die Axialkraft F_{Ax} wurde das Verhältnis für ähnliche Dreiecke in Glg. 5-46 verwendet.

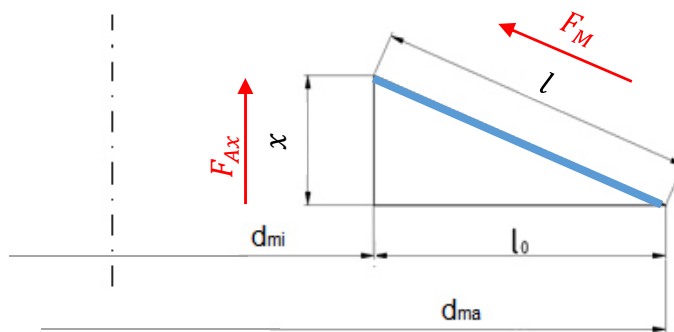


Abbildung 5-11: Rotationssymmetrische Projektion der Geometrie zur Federsteifigkeitsberechnung inkl. Kraftrichtungen

$$A = d_{mi} \cdot \pi \cdot s \quad \text{Glg. 5-44}$$

$$l = \sqrt{x^2 + l_0^2} \quad \text{Glg. 5-45}$$

$$\frac{F_M}{l} = \frac{F_{Ax}}{x} \quad \text{Glg. 5-46}$$

$$F_{Ax} = \frac{x}{\sqrt{x^2 + l_0^2}} \cdot E \cdot d_{mi} \cdot \pi \cdot s \cdot k_W \cdot \frac{\sqrt{x^2 + l_0^2} - l_{01}}{l_{01}} \quad \text{Glg. 5-47}$$

Berücksichtigung der Vorverformung

Wenn es sich bei der Membran um eine Neue (ohne Vorverformung) handelte, ist Glg. 5-47 für die Kraftberechnung anzuwenden. Der Wert l_0 und l_{01} sind in diesem Fall gleich groß. Wird die Kraft für eine vorverformte Membran berechnet, muss für den Wert l_{01} die gestreckte Länge der Membran eingesetzt werden. Wie diese ermittelt wird, wird in Glg. 5-48 gezeigt. x_0 steht für die Auslenkung der Vorverformung.

$$l_{01} = \sqrt{x_0^2 + l_0^2} \quad \text{Glg. 5-48}$$

Abschließend ist in Abbildung 5-12 der simulierte Membrankraftverlauf für eine vorverformte und eine neue Membran über der Auslenkung gezeigt. Die einzelnen Werte, die in die Glg. 5-47 eingesetzt wurden, sind in Tabelle 5-2 angeführt.

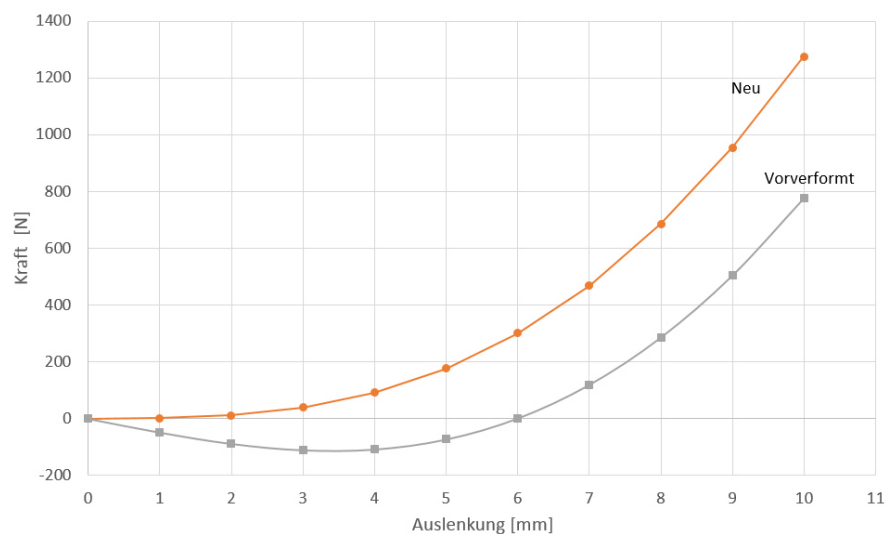


Abbildung 5-12: Membrankraftverlauf der Simulation

Tabelle 5-2: Berechnungswerte Membrankraftverlauf

	Membran Neu	Membran Vorverformt
l_0 [mm]	22	22
d_{mi} [mm]	170	170
E (PTFE) [N/mm ²] (Anhang 3)	420	420
x_0 [mm]	0	6
s [mm]	0,8	0,8
k_W	1/6	1/6

5.2.4 Bewegungsgleichung

In den Unterkapiteln ist zu erkennen, dass die Kraftkomponenten der Membran von der Auslenkung x abhängen. Die Druckverluste sind abhängig vom Volumenstrom und dabei von der Kolbengeschwindigkeit \dot{x} . Wird zusätzlich noch die beschleunigungsabhängige Massenträgheit berücksichtigt, ergibt sich für die Bewegungsgleichung eine Differentialgleichung 2. Ordnung. Für die Aufstellung der Bewegungsgleichung wurde das Kräftegleichgewicht nach Newton-Euler verwendet. In Abbildung 5-13 ist die DoublePump mit allen wirkenden Kräften inklusive Koordinatenrichtung dargestellt.

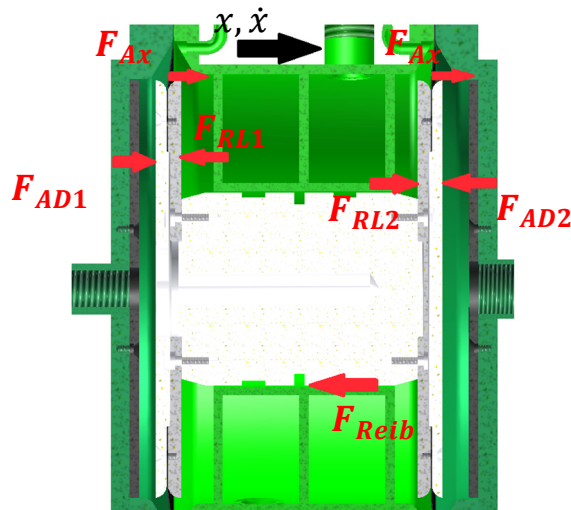


Abbildung 5-13: Kräfte an der DoublePump für die Bewegungsgleichung

Mit den in Abbildung 5-13 dargestellten Kräften ergibt sich das Kräftegleichgewicht wie in Glg. 5-49 angegeben. Die Kräfte F_{AD1} , F_{RL1} , F_{RL2} , F_{AD2} zufolge der Drücke werden mit Glg. 5-50 bis Glg. 5-53 berechnet. Die Reibkraft F_{Reib} wird nach den Erkenntnissen aus Kapitel 4.3 mit einem konstanten Wert angenommen. Für die axiale Membrankraft F_{Ax} wird Glg. 5-47 verwendet.

Der Druck p_{KAD1} wird je nach Druck Über- oder Unterkritisch berechnet, wobei für p_1 der Hochdruck p_{HD} eingesetzt wird. Der Druck p_{KAD2} wird berechnet in dem zum Niederdruck der Druckverlust des Schaltventils addiert wird. Für den Druck p_1 wird in diesem Fall der Niederdruck eingesetzt. Für den k_V -Wert wird immer der korrigierte Wert k_{Vsim} (Glg. 5-41) verwendet.

Für den Druck p_{KRL1} werden zu dem Anlagedruck p_{HD} , der Anlagedruckverlust Δp_{Anlage} mit einem angenommenen Faktor von $\frac{2}{3}$, der konstante Aktivierungsdruck des Rückschlagventils $\Delta p_{RückA}$, der Druckverlust am Rückschlagventil $\Delta p_{Rück}$ und der Druckverlust in dem Verteilerkanal Δp_{VKa} addiert. Daraus ergibt sich Glg. 5-54. Für den Druck p_{KRL2} werden die oben angeführten Druckverluste vom Anlagedruck p_{ND} abgezogen. Auf Grund der kleineren Anlagedruckverluste auf der Saugseite werden diese hier mit dem Faktor $\frac{1}{3}$ berücksichtigt. Das ist in Glg. 5-55 dargestellt. Zu beachten ist das in diesen Gleichungen die Drücke in [bar] und die Abmessungen in [m] einzusetzen sind.

$$\sum F_x = m_K \cdot \ddot{x} = F_{AD1} - F_{RL1} + F_{RL2} - F_{AD2} - F_{Reib} + 2 \cdot F_{Ax} \quad \text{Glg. 5-49}$$

$$F_{AD1} = p_{KAD1} \cdot 10^5 \cdot \frac{d_{VK}^2 \cdot \pi}{4} \quad \text{Glg. 5-50}$$

$$F_{RL1} = p_{KRL1} \cdot 10^5 \cdot \frac{(d_{VK}^2 - d_{KS}^2) \cdot \pi}{4} \quad \text{Glg. 5-51}$$

$$F_{RL2} = p_{KRL2} \cdot 10^5 \cdot \frac{(d_{VK}^2 - d_{KS}^2) \cdot \pi}{4} \quad \text{Glg. 5-52}$$

$$F_{AD2} = p_{KAD2} \cdot 10^5 \cdot \frac{d_{VK}^2 \cdot \pi}{4} \quad \text{Glg. 5-53}$$

$$p_{KRL1} = p_{HD} + \Delta p_{Anlage} \cdot \frac{2}{3} + \Delta p_{RückA} + \Delta p_{Rück} + \Delta p_{VKa} \quad \text{Glg. 5-54}$$

$$p_{KRL2} = p_{ND} - \Delta p_{Anlage} \cdot \frac{1}{3} - \Delta p_{RückA} - \Delta p_{Rück} - \Delta p_{VKa} \quad \text{Glg. 5-55}$$

5.3 Simulationsergebnisse

Aus den unter Kapitel 5.2 aufgestellten Gleichungen ist erkennbar, dass in der Simulation viele Werte verwendet werden, welche durch die Konstruktion vorgegeben werden. Des Weiteren sind manche Werte nicht genau bekannt bzw. messbar. Aus diesem Grund wurde zuerst eine Simulation mit Annahmewerten (Tabelle 5-3 bis Tabelle 5-6) durchgeführt, um die Plausibilität der Druck-, Geschwindigkeits- und Massenstromverläufe festzustellen. Zusätzlich wurde das Simulationsmodell auf die Funktionsweise der ThemoPump angepasst (Nur 2 Kammern und Feder zur Rückstellung), um die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen der Thermopump aus Handler (2012) zu vergleichen. Die Simulationsergebnisse stimmten sehr gut mit den Messwerten überein. Somit kann davon ausgegangen werden, dass auch die Simulation der DoublePump wahrheitsgetreue Ergebnisse liefert.

5.3.1 Vorgabewerte

In Tabelle 5-3 werden die einzelnen Parameternamen inklusive Einheiten angeführt (Normdichte, Dichte Ammoniak flüssig (bei 350K), Dichte RL (bei 300K, 8 bar und $\zeta=0,5$), Viskosität RL, Reibkraft und Auslösedruck des Rückschlagventils). In der zweiten Zeile sind die dazugehörigen Zahlenwerte eingetragen.

Tabelle 5-3: Stoffwerte und Fix Werte

$\rho_N \left[\frac{kg}{Nm^3} \right]$	$\rho_{Af} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\rho_{RL} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\nu_{RL} \left[\frac{m^2}{s} \right]$	$F_{Reib} [N]$	$\Delta p_{RuckA} [bar]$
0,7714	681,9	825	$1,0034 \cdot 10^{-6}$	200	0,023

In Tabelle 5-4 sind die vom Absorptionspumpenprozess abhängigen Werte dargestellt sind (Magnetventilschaltzeit zu Regelung der Massenströmen, Niederdruck, Hochdruck und AD-Temperatur in der ganzen Pumpe (angenommen aus Werten der „Thermopump“)).

Tabelle 5-4: Prozesswerte

$t_{Schalt} [s]$	$\rho_{ND} [bar]$	$\rho_{HD} [bar]$	$T_1 [K]$
2,5	4	12	350

In Tabelle 5-5 befinden sich in der oberen Zeile die Parameterbezeichnungen der nicht bekannten Variablen. In der zweiten Zeile sind die jeweiligen Annahmewerte angeführt. Wobei $\Delta p_{Anlagefix}$ dem fixen und $\Delta p_{Anlagevar}$ dem massenstromabhängigen Druckverlust entspricht.

Tabelle 5-5: Annahmewerte

$f_{kon} [\%]$	$f_{konB} [\%]$	$\Delta p_{Anlagefix} [bar]$	$\Delta p_{Anlagevar} \left[\frac{bar \cdot h}{kg} \right]$
1	1	0,2	0,001

Tabelle 5-6 zeigt die Konstruktionswerte wobei sich in Zeile 1 und 3 die Parameternamen mit Einheit befinden und in Zeile 2 und 4 die ausgeführten Zahlenwerte stehen. V_0 steht dabei für das minimale Volumen in den ADKammern

Tabelle 5-6: Konstruktionswerte

$k_{VRück} \left[\frac{m^3}{h} \right]$	$k_{VgesSchalt} \left[\frac{m^3}{h} \right]$	$h_{VKa} [m]$	$b_{VKa} [m]$	$l_{VKA} [m]$	$V_0 [l]$
4,1	4	0,0315	0,044	0,05	0,044
$d_{ma} [m]$	$d_{mi} [m]$	$d_{KS} [m]$	$hub [m]$	$m_K [kg]$	
0,205	0,175	0,082	0,018	7,2	

5.3.2 Pumpvorgang

Mit den Werten aus Kapitel 5.3.1 wurde eine Simulation durchgeführt bei der sich die Verläufe wie in Abbildung 5-14 dargestellt ergeben. Die beiden oberen Diagramme zeigen die Druckverläufe p_{KRL} (durchgehend Blau) und p_{KAD} (mit Sternen Rot) über der Zeit. Die beiden mittleren Diagramme zeigen den Massenstromverlauf der reichen Lösung \dot{m}_{RL} und des Ammoniakdampfes \dot{m}_{Ad} in Kammer 1 über der Zeit. Im unteren linken Diagramm ist der Kolbenhub x über der Zeit dargestellt. Unten rechts befindet sich der Verlauf der Kolbengeschwindigkeit \dot{x} über der Zeit.

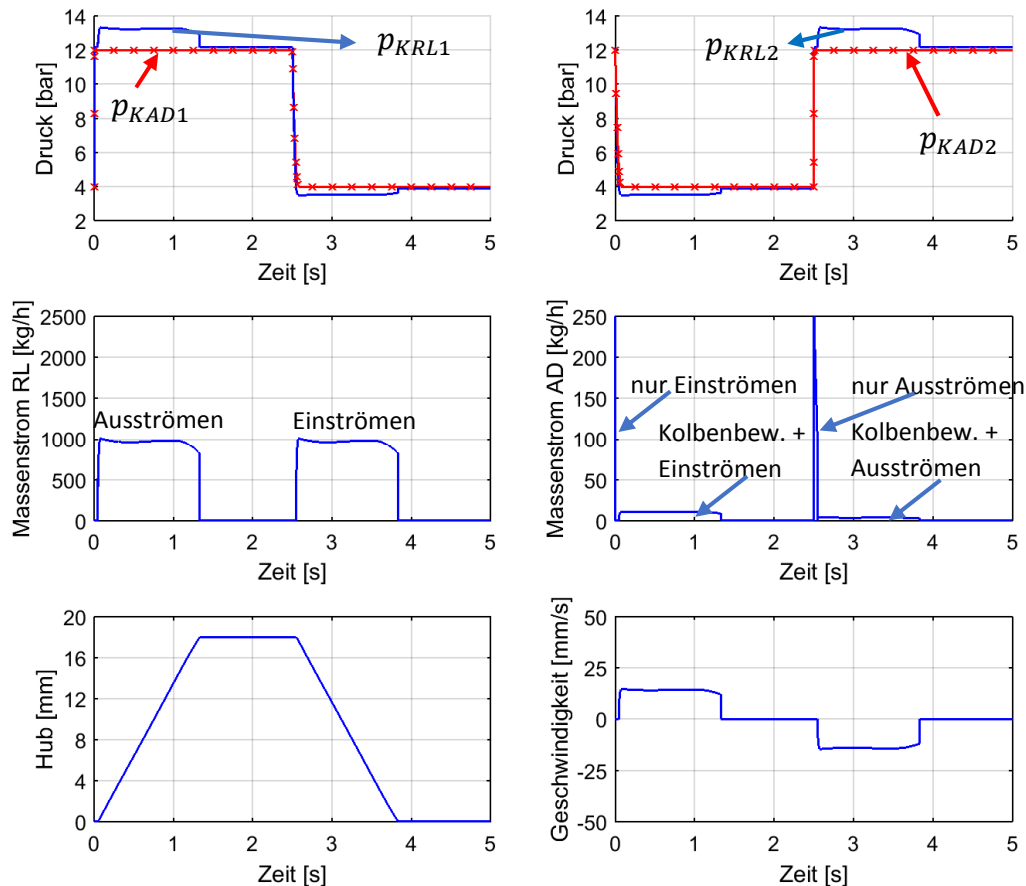


Abbildung 5-14: Simulationsverläufe Druck, Massenstrom, Hub und Geschwindigkeit

In den beiden oberen Diagrammen ist zu erkennen, dass sowohl die Druckverläufe p_{KAD1} und p_{KAD2} , als auch die Druckverläufe p_{KRL1} und p_{KRL2} identisch sind. Sie sind nur um einen Schaltzyklus in der Zeit versetzt. Der Druckverlauf des AD setzt sich aus einem rasanten Druckanstieg während des Befüllens, einem nahezu konstanten Druck während der Hubbewegung und einem etwas langsameren Druckabfall beim Entleeren zusammen. Der schnelle Anstieg und der nahezu konstante Druck sind auf die geringe Dichte des AD und den hohen k_V -Wert des Schaltventils zurückzuführen. Der Druckverlauf der RL ist grundsätzlich gleich wie beim AD. Es sind jedoch größere Druckverluste während der Kolbenbewegung erkennbar. Das ist auf den höheren Massenstrom der RL zurückzuführen.

In dem Diagramm des Massenstromverlaufes der RL (Mitte links) ist zu erkennen, dass es nur während der Kolbenbewegung zu einem Ein- bzw. Ausströmen kommt. Es ist zu erkennen, dass zwischen Ein- und Ausströmvorgang kein Unterschied besteht. Der wellenartige Bereich während des Kolbenhubes ergibt sich aus der hubabhängigen Membrankraft.

Beim Massenstromverlauf AD (Mitte rechts) handelt es sich bei dem ersten Peak um den Einströmvorgang bei HD, der zweite beschreibt das Ausströmen auf ND. Es ist deutlich zu erkennen, dass der höchste Massenstrom während des Ein- und Ausströmens ohne Kolbenbewegung auftritt. Der Massenstrom des Dampfes ist während der Kolbenbewegung beim Einströmen etwas höher als beim Ausströmen, das hängt mit der unterschiedlichen Dichte bei HD und ND zusammen. Die Massenbilanz ist inklusive Peak dennoch erfüllt.

Am Diagramm des Kolbenhubes (unten links) ist zu erkennen, dass der Kolbenhub nach ca. 1,2 Sekunden abgeschlossen ist. Das Geschwindigkeitsdiagramm (unten rechts) zeigt, dass sich die Geschwindigkeit während des Hubes nur gering ändert. Der Verlauf während des Hubes ähnelt jenem des Massenstroms RL und ist ebenfalls auf den Membrankraftverlauf zurückzuführen.

5.3.3 Parameterstudie

In diesem Kapitel werden die Einflüsse auf den Massenstrom AD, den Massenstrom RL, die maximal verfügbare Kraft sowie die minimal mögliche Schaltzeit (ohne Standzeit) um einen Vollhub zu erreichen betrachtet. Diese Betrachtung wird für verschiedene Betriebspunkte durchgeführt. Dabei wird der HD verändert und der ND bleibt in allen Betrachtungen konstant bei 4 bar. Die Massenströme werden alle bei einer eingestellten Schaltzeit von 2,5 Sekunden (inkl. Standzeit) angegeben. Die veränderlichen Parameter sind in Tabelle 5-7 angeführt. In der oberen Zeile stehen die Bezeichnungen die mit Ausnahme des Flächenverhältnisses zwischen Kolben Innen- und Außenfläche (F_v) bereits verwendet worden sind. Das Flächenverhältnis ist wie in Glg. 5-56 dargestellt definiert.

$$F_v = \frac{d_{VK}^2}{d_{VK}^2 - d_{KS}^2} \quad \text{Glg. 5-56}$$

Tabelle 5-7: Werte der Parameterstudie

F_v [-]	$\Delta p_{Anlagefix}$ [bar]	hub[m]	f_{konB} [%]	$k_{VgesSchalt}$ $\left[\frac{m^3}{h} \right]$
1,18	0,2	0,015	0	0,5
1,21	0,3	0,018	0,5	1,5
1,24	0,4	0,021	1	4

Abbildung 5-15 bis Abbildung 5-19 zeigen für jede Parameterstudie im oberen Bild die gesamten Massenströme des AD in den Kammern und den „Totmassenstrom“. Der AD Totmassenstrom ist jener Teil des gesamten AD Massenstromes der keine Kolbenbewegung bewirkt. Zusätzlich wird der Massenstrom der RL ausgegeben.

In der unteren Abbildung ist jeweils die verfügbare Kraft F_{verf} dargestellt (siehe Glg. 5-57). Diese Kraft ist ein Richtwert für wieviel Kraft für die Reibung der Ringe, für die Überwindung der Druckverluste in der DoublePump und für die Membrandehnung zur Verfügung stehen. Zusätzlich ist die minimal mögliche Schaltzeit dargestellt, sie beschreibt wie lange ein Pumpzyklus ohne Standzeit mindestens dauert.

$$F_{verf} = \frac{d_{VK}^2 \cdot \pi}{4} \cdot (p_{HD} - p_{ND}) - \frac{(d_{VK}^2 - d_{KS}^2) \cdot \pi}{4} \cdot (p_{HD} - p_{ND} + \Delta p_{Anlage}) \quad \text{Glg. 5-57}$$

In Abbildung 5-15 wird die Auswirkung der Änderung des Flächenverhältnisses durch Veränderung des Kolbenstangendurchmessers betrachtet. Im oberen Bild ist zu erkennen, dass der AD Massenstrom zwar mit steigendem HD steigt, dieser Anstieg aber unabhängig von F_v ist da die Ventilschaltzeit ausreicht um einen Vollhub zu erreichen (Min. Schaltzeit < 2,5 Sekunden). Mit sinkendem F_v steigt der Massenstrom der RL, da mehr Hubvolumen zur Verfügung steht. Auf den Totmassenstrom hat dies aber keinen Einfluss. Im unteren Bild ist zu erkennen, je größer F_v wird umso höher wird die verfügbare Kraft, durch die größere Übersetzung, und in Folge dessen vermindert sich die minimal mögliche Schaltzeit. Daraus folgt, F_v muss eine Mindestgröße zum aufweisen um den Vollhub zu erreichen. Je geringer F_v ist desto besser wirkt sich das auf den COP aus da \dot{m}_{RL} zu \dot{m}_{AD} steigt.

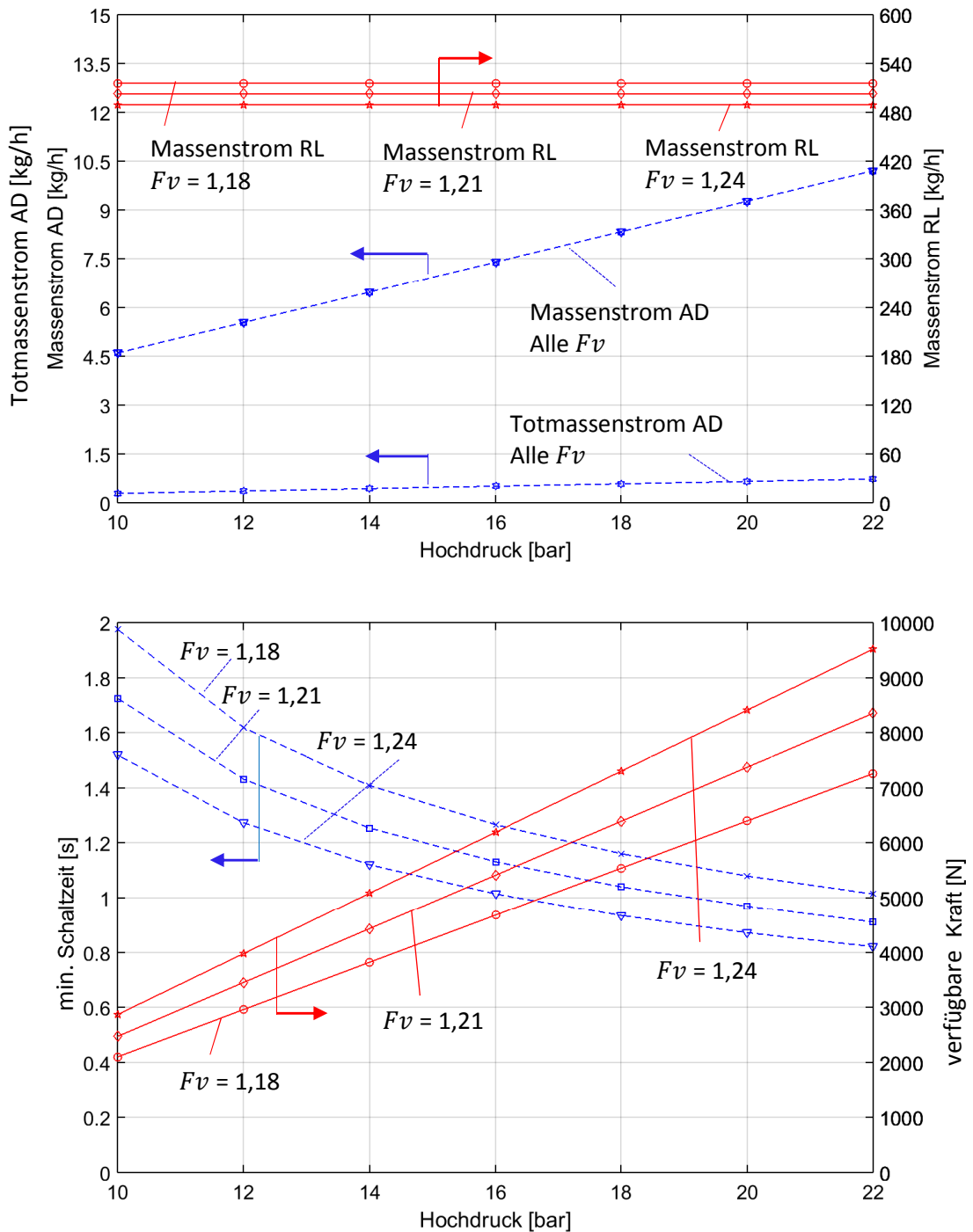


Abbildung 5-15: Simulationsergebnis minimale Schaltzeit, verfügbare Kraft und Massenströme bei unterschiedlichem Flächenverhältnis ($t_{Schalt} = 2,5$ s und $p_{ND} = 4$ bar)

Abbildung 5-16 oben zeigt, dass eine Änderung des fixen Anlagendruckverlustes weder Einfluss auf den Massenstrom der RL, noch auf den Massenstrom des AD hat, da aufgrund der ausreichenden Schaltzeit der volle Hub noch ausgeführt werden kann. Das untere Bild zeigt dass durch steigende Anlagendruckverluste die zur Verfügung stehende Kraft für die geschwindigkeitsabhängigen Verluste sinkt. In Folge dessen steigt auch die Mindestschaltzeit, da die Kolbengeschwindigkeit sinkt.

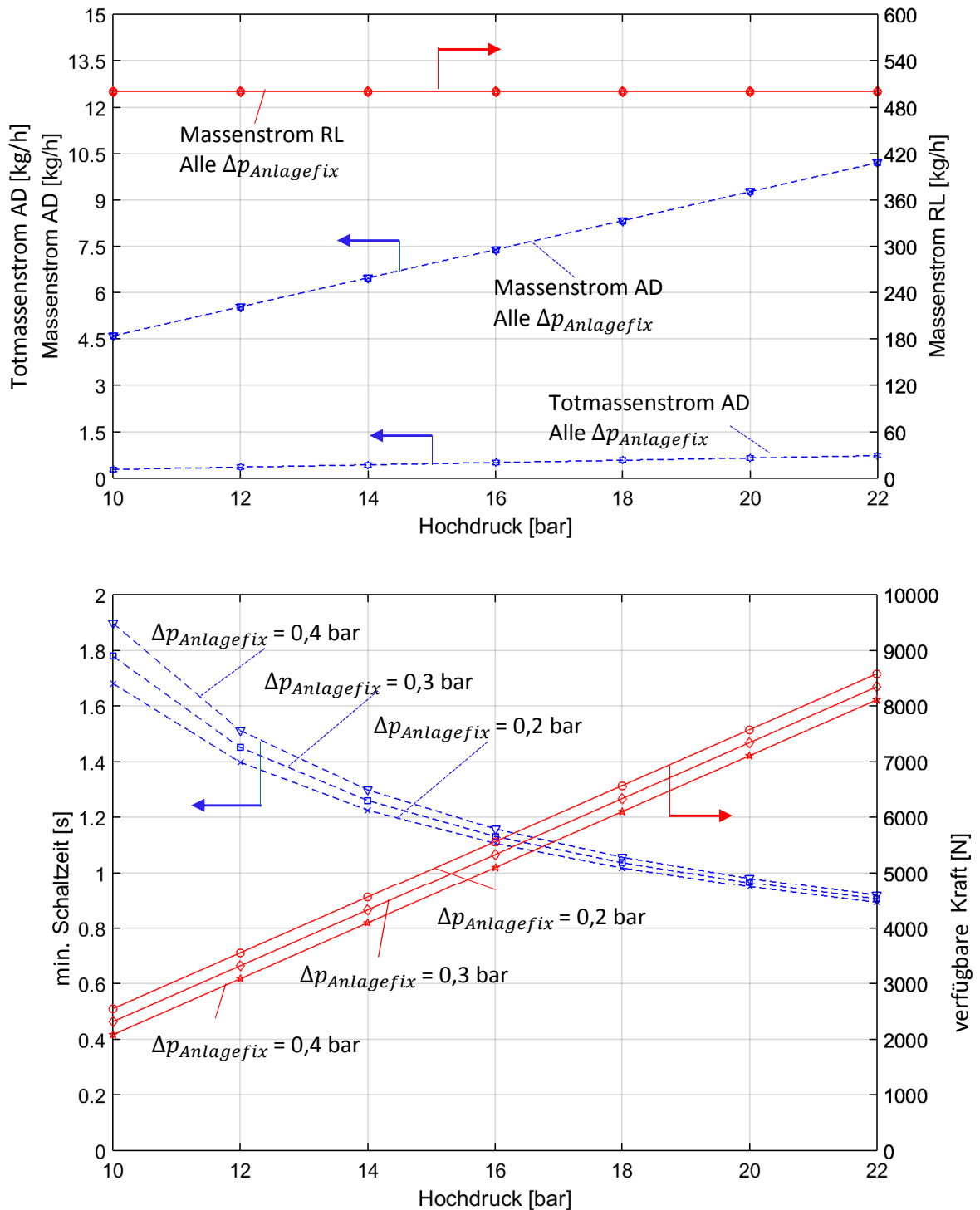


Abbildung 5-16: Simulationsergebnis minimale Schaltzeit, verfügbare Kraft und Massenströme bei unterschiedlichem Anlagendruckverlust ($t_{Schalt} = 2,5$ s und $p_{ND} = 4$ bar)

Abbildung 5-17 zeigt deutlich, dass der Hub auf nahezu alle Parameter Einfluss hat. Durch das steigende Hubvolumen steigen bei größerem Hub die geförderten Massenströme. Der Totmassenstrom wird nicht beeinflusst, daraus folgt das Verhältnis \dot{m}_{RL} zu \dot{m}_{AD} steigt. Die höheren Mindestschaltzeiten bei größerem Hub sind darauf zurückzuführen, dass der Kolben einen längeren Weg zurücklegen muss. Der maximale Hub wird jedoch durch die mit dem Hub stark ansteigende Membrandehnkraft begrenzt.

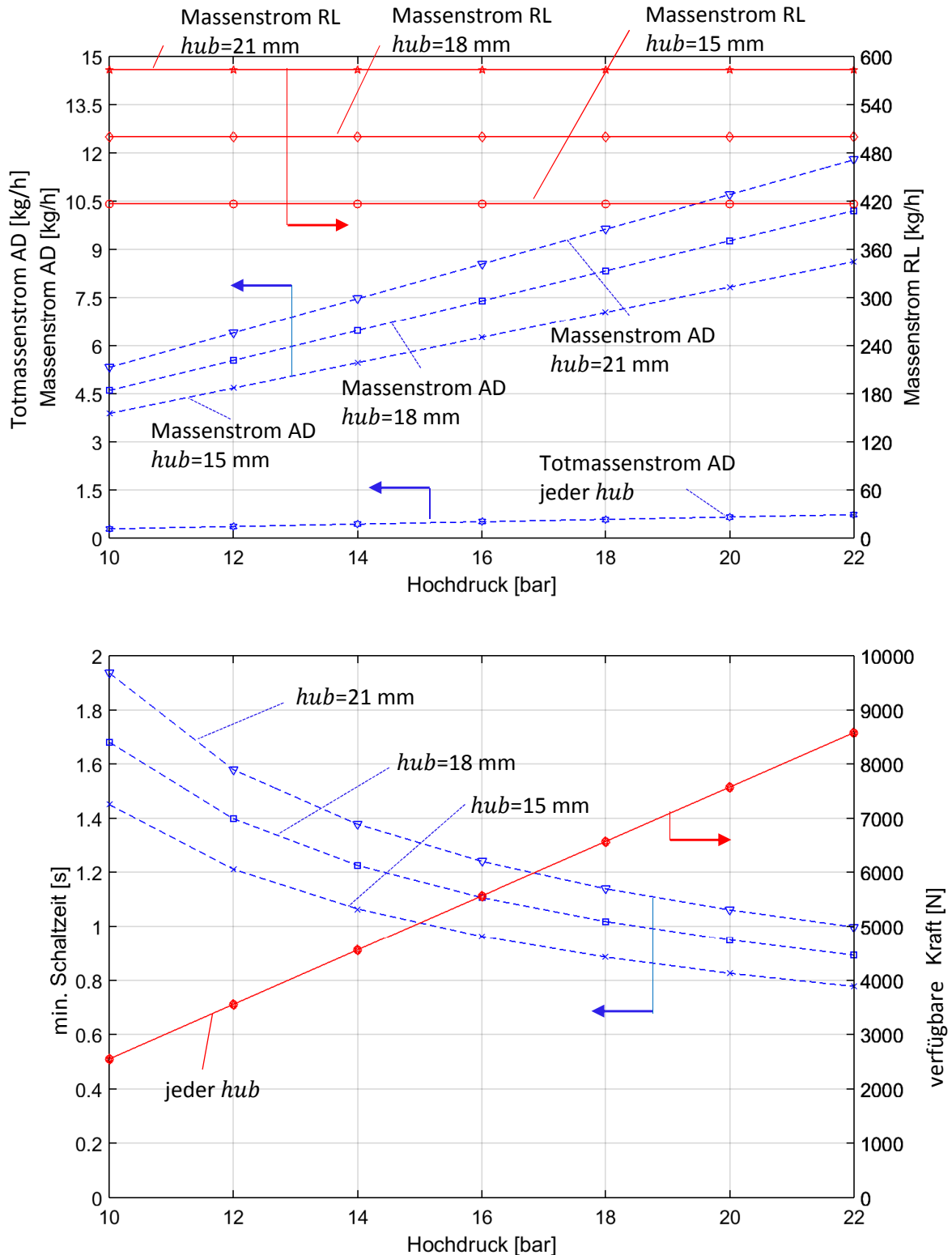


Abbildung 5-17: Simulationsergebnis minimale Schaltzeit, verfügbare Kraft und Massenströme bei unterschiedlichem Hub ($t_{Schalt} = 2,5\text{ s}$ und $p_{ND} = 4\text{ bar}$)

In Abbildung 5-18 sind die Auswirkungen der Kondensation in der DoublePump dargestellt. Der Totmassenstrom und der Massenstrom der RL ändern sich nicht. Der Massenstrom des AD steigt mit größerem Kondensationsanteil stark an. Die Kraft bleibt von der Kondensation unbeeinflusst und auch die Schaltzeiten ändern sich durch den größeren AD Massenstrom nur minimal. Die Kondensation im Behälter sollte so klein wie möglich gehalten werden, da bei höherem AD Massenstrom der COP sinkt.

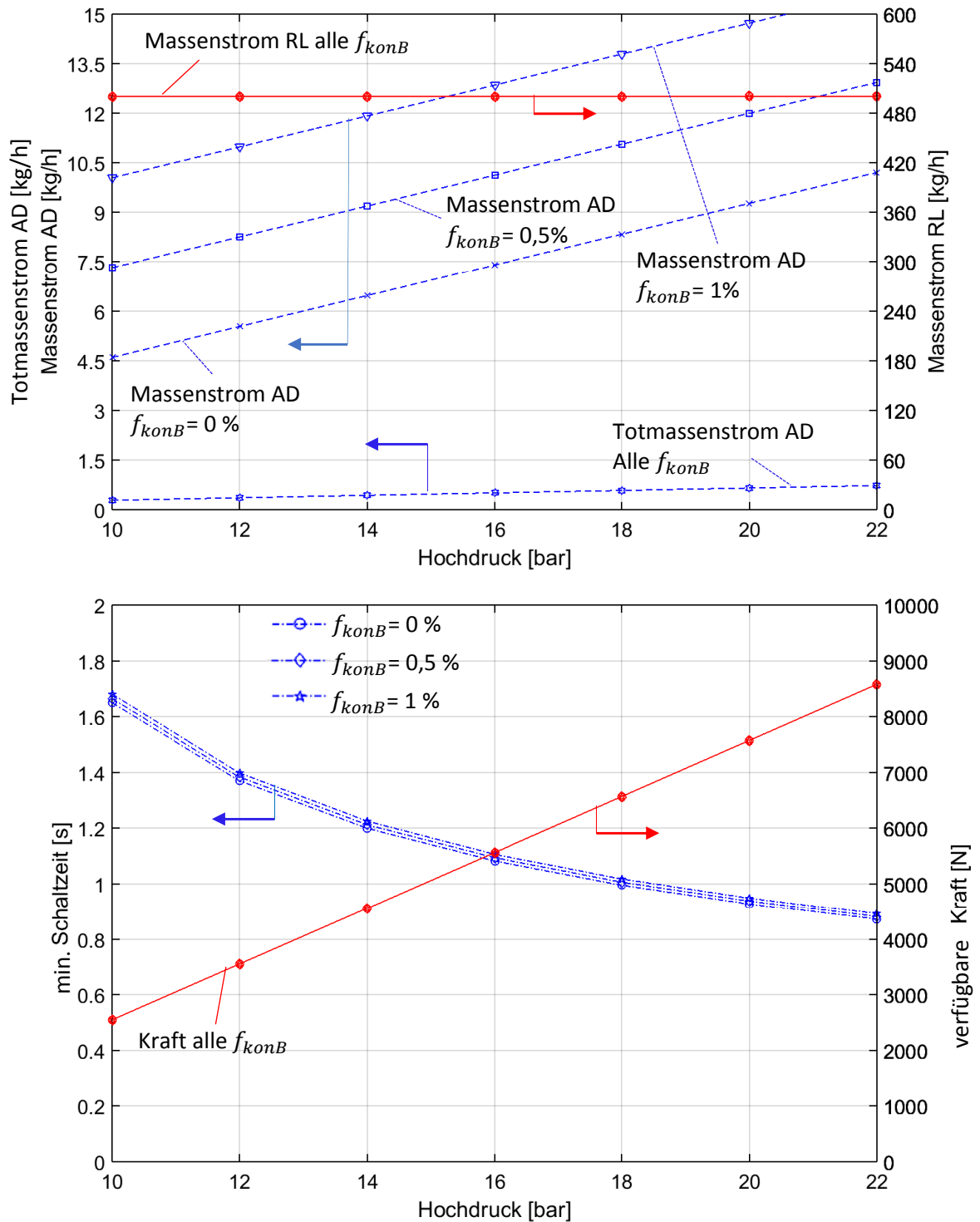


Abbildung 5-18: Simulationsergebnis minimale Schaltzeit, verfügbare Kraft und Massenströme bei unterschiedlicher Kondensation ($t_{Schalt} = 2,5$ s und $p_{ND} = 4$ bar)

In Abbildung 5-19 ist zu erkennen, dass eine Änderung des k_V -Werts des Schaltventils weder die Massenströme (genug Schaltzeitreserve) noch die verfügbare Kraft verändern. Die Mindestschaltzeit wird mit fallendem k_V -Wert viel höher. Sowohl der Ein- und Ausströmvorgang als auch der Hubvorgang dauern aufgrund der höheren Druckverluste viel länger.

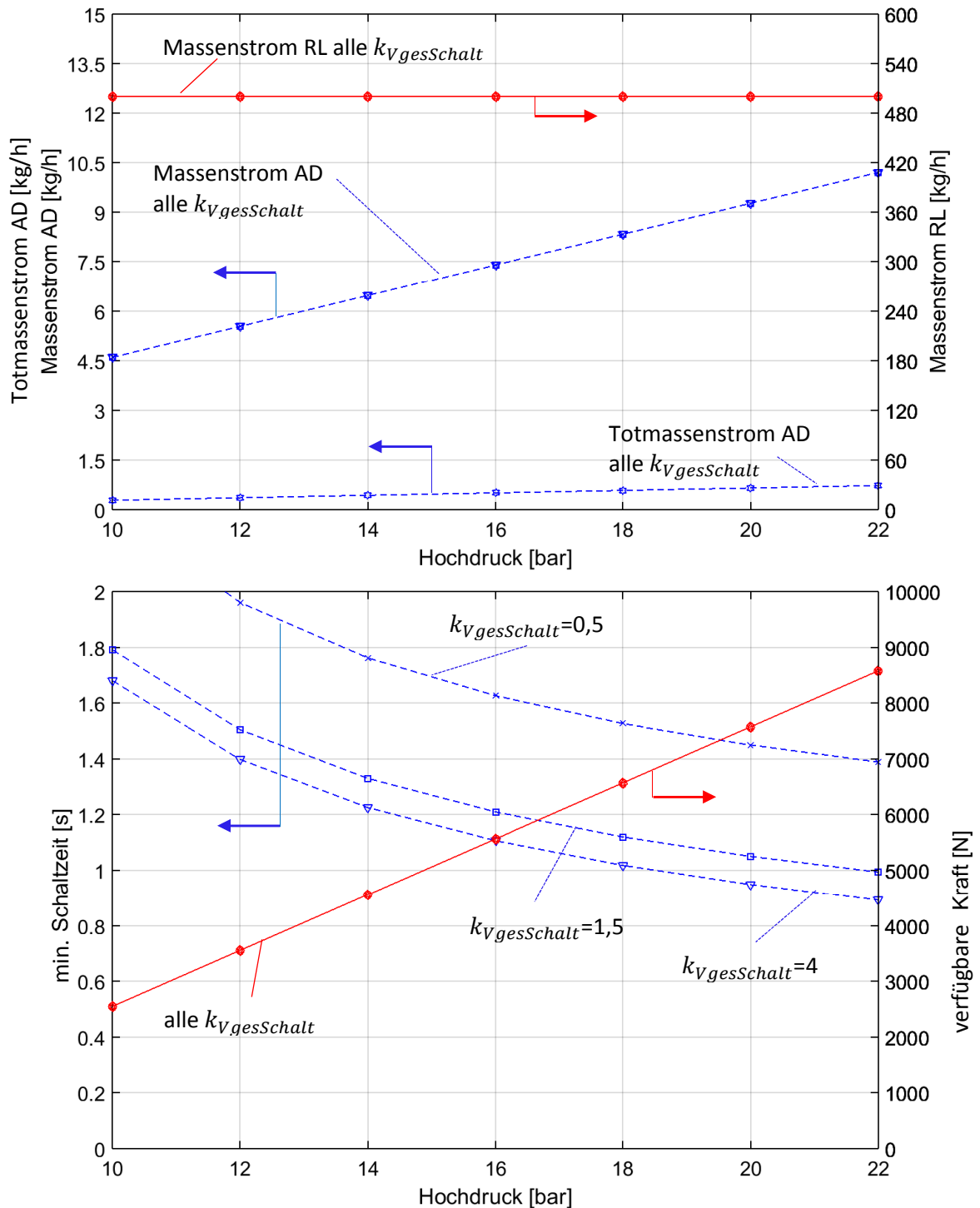


Abbildung 5-19: Simulationsergebnis minimale Schaltzeit, verfügbare Kraft und Massenströme bei unterschiedlichem k_V -Wert ($t_{Schalt}=2,5$ s und $p_{ND}=4$ bar)

6 KONSTRUKTION

In diesem Kapitel werden die generellen Anforderungen der DoublePump sowie deren Umsetzung behandelt. Des Weiteren werden konstruktive Details erklärt und deren Vor- und Nachteile aufgezeigt. Abschließend werden noch die Gesamtkosten aufgestellt und es erfolgt eine Gegenüberstellung der Prototypenkosten zu den zu erwartenden Kleinserienkosten.

6.1 Anforderung, Auslegungsparameter und Konzeptidee

Die grundlegende Aufgabe der DoublePump ist es, eine Ammoniakwasserlösung in einer Absorptionskältemaschine (AKM) zu fördern und somit die elektrisch betriebene Lösungsmittelpumpe zu ersetzen. Die wichtigste Anforderung an die DoublePump ist es, die zuvor beschriebene Förderung ohne zusätzliche externe Energiequellen (Strom oder Druckluft) zu bewerkstelligen, wobei eine elektrische Hilfsenergie für Ventile oder Sensoren erlaubt ist. Zusätzlich sollte die DoublePump aus wirtschaftlichen Gründen in der Anschaffung nicht zu teuer sein und den COP der Gesamtanlage nicht stark reduzieren. Die gewählten Werkstoffe müssen außerdem eine chemische Beständigkeit gegenüber Ammoniak bzw. der Lösung aufweisen.

Tabelle 6-1 zeigt die Auslegungsparameter die den Einsatzbereich der Pumpe abgrenzen. In der Zeile 1 und 3 sind jeweils die Namen der Auslegungsparameter inklusive der Einheit angeführt, in Zeile 2 und 4 sind die dazugehörigen Zahlenwerte eingetragen.

Tabelle 6-1: Auslegungsparameter

Niederdruck ND [bar]	Hochdruck HD [bar]	Massenstrom \dot{m}_{RL} [kg/h]	Anlagendruckverlust $\Delta p_{Anlagefix}$ [bar]
3 - 6	10 - 25	450 - 550	0,2
Massenstromabhängiger Anlagendruckverlust $\Delta p_{Anlagevar} \left[\frac{\text{bar} \cdot \text{h}}{\text{kg}} \right]$	Dampftemperatur [°C]		
1/1000	80		

Die in Abbildung 6-1 dargestellte Konzeptidee berücksichtigt alle Anforderungen und dient in Kombination mit den Auslegungsparametern der Findung von konkreten Konstruktionsparametern. Weiters sind die Hauptbauteile (Membran, Kolben, Gehäuse und Deckel) dargestellt. Anhand dieser Konzeptidee wird das theoretische Modell aus Kapitel 5 konstruktiv umgesetzt und die Details ausgearbeitet. Konzept vergleiche auch Kapitel 5.1.

Zusätzlich sind in der Abbildung 6-1 die 3 wichtigsten Konstruktionsparameter eingetragen:

- hub = Hublänge des Kolbens
- d_{vk} = Vergleichskolbendurchmesser (Berechnung siehe Kapitel 5.2.1)
- d_{ks} = Kolbenstangendurchmesser

Zusätzlich zu diesen drei Parametern gibt es noch die Schaltzeit t_{Schalt} als Konstruktionsparameter. Durch die richtige Wahl dieser Parameter sollte es möglich sein, die geforderten Auslegungsparameter zu erfüllen.

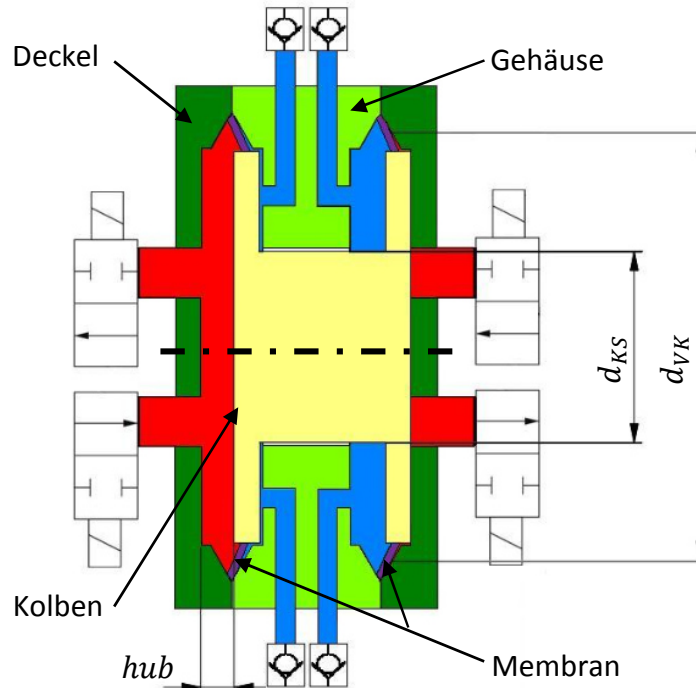


Abbildung 6-1: Konzeptidee

6.2 Festlegung der Konstruktionsparameter

Für das Simulationsmodell aus Kapitel 5 mussten die Werte der grundlegenden Konstruktionsparameter definiert werden. Für diese Berechnung wird noch nicht auf Konstruktionsdetails eingegangen, sondern es wird nur das Grundprinzip des Konzepts betrachtet. Für die Auslegungsparameter, die eine gewisse Spanne aufweisen, werden die Werte gewählt, welche für die Auslegung kritisch sind. Für die Drücke bedeutet das, dass für den Hochdruck $p_{HD} = 10$ bar und für den Niederdruck $p_{ND} = 6$ bar verwendet werden. Weiters wird davon ausgegangen, dass der mittlere Massenstrom \dot{m}_{RL} 550 kg/h beträgt. Daraus ergibt sich durch Umformen von Glg. 6-1 und Glg. 6-2 und Berücksichtigung der anderen Auslegungsparameter der Zusammenhang zwischen d_{VK} und d_{KS} wie in Glg. 6-3 dargestellt. Mit diesem Zusammenhang und der Massenstromberechnung (Glg. 6-4) kann die Abhängigkeit von den Parametern hub [m], d_{VK} [m] und t_{Schalt} [s] durch Glg. 6-5 dargestellt werden. Die Dichte der Ammoniakwassermischung ρ_{AW} wurde mit (825 kg/m³ bei 300K, 8 bar und $\zeta=0,5$) gewählt (Engineering Equation Solver, 2015).

$$\sum F_x = 0 = (p_{HD} - p_{ND}) \cdot \frac{d_{VK}^2 \cdot \pi}{4} + (p_{ND} - p_{HD} - p_{AV}) \cdot \frac{(d_{VK}^2 - d_{KS}^2) \cdot \pi}{4} \quad \text{Glg. 6-1}$$

$$\Delta p_{Anlage} = \Delta p_{Anlagefix} + \Delta p_{Anlagevar} \cdot \dot{m}_{RL} \quad \text{Glg. 6-2}$$

$$d_{KS} \geq d_{VK} \cdot 0,4 \quad \text{Glg. 6-3}$$

$$\dot{m}_{RL} = \frac{(d_{VK}^2 - d_{KS}^2) \cdot \pi}{4} \cdot \frac{hub}{t_{Schalt}} \cdot \rho_{AW} \cdot 3600 \quad \text{Glg. 6-4}$$

$$2,8 \cdot 10^{-4} \cdot t_{Schalt} = d_{VK}^2 \cdot hub \quad \text{Glg. 6-5}$$

Für den Zusammenhang von drei Variablen (t_{Schalt} , d_{vK} und hub) steht nur Gleichung (Glg. 6-5) zur Verfügung, somit ist es nicht möglich diese Variablen zu berechnen. In Abbildung 6-2 sind die Verläufe des Durchmessers d_{vK} über dem hub bei unterschiedlichen Schaltzeiten grafisch dargestellt. Es ist klar zu erkennen, dass mit sinkender Schaltzeit auch die Abmessungen kleiner werden. Dieses Verhalten wirkt sich zwar sehr positiv auf die Materialkosten aus, die Bauteile werden aber viel stärker dynamisch beansprucht. Diese Beanspruchung kann vor allem bei „anfälligen“ Bauteilen, wie Schaltventilen, schnell zu Schäden führen. Aus diesem Grund wurde eine Schaltzeit von 2,5 Sekunden gewählt.

Der Durchmesser ist ein großer Kostentreiber bezüglich Material- und Fertigungskosten. Daher sollte dieser so klein wie möglich gewählt werden. Wie jedoch aus Kapitel 4.4 bekannt ist, steigt die notwendige Membrankraft mit dem Hub sehr stark an. Somit muss ein vernünftiger Kompromiss zwischen diesen drei Parametern gefunden werden.

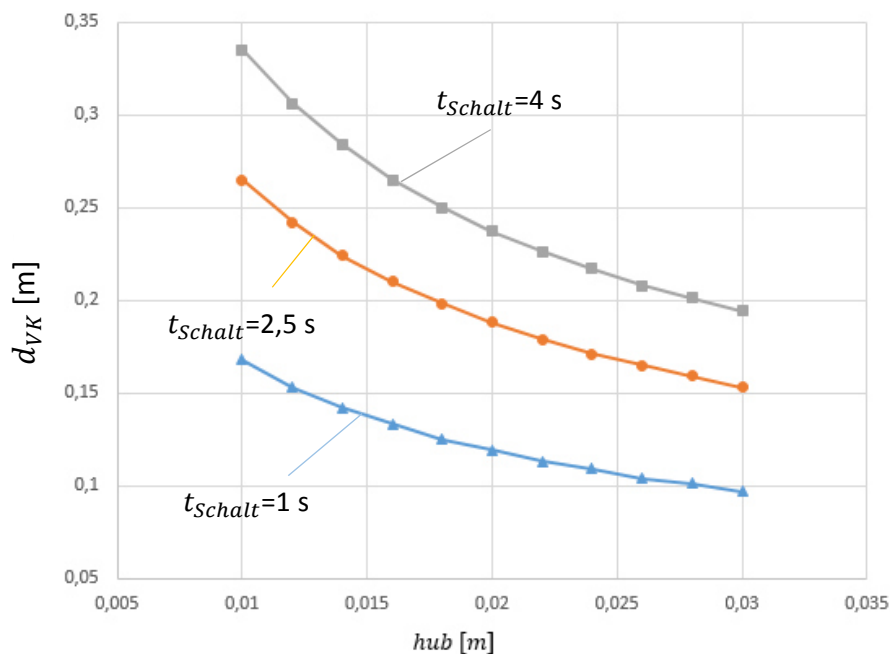


Abbildung 6-2: Zusammenhang Konstruktionsparameter

Unter Berücksichtigung all dieser Anforderungen wurden die Konstruktionsparameter, wie in Tabelle 6-2 dargestellt, gewählt.

Tabelle 6-2: Zahlenwerte der Konstruktionsparameter

t_{Schalt} [s]	d_{vK} [m]	d_{KS} [m]	hub [m]
2,5	0,190	0,080	0,018

Werden die gewählten Werte mit Glg. 6-3 verglichen, ergibt sich ein größeres Verhältnis von d_{KS} zu d_{vK} . Der Grund dafür ist, dass in dieser Berechnung einige Druckverluste wie auch die Reibungen vernachlässigt wurden und daher ein Sicherheitsfaktor berücksichtigt wurde. Nachdem die Simulation (Kapitel 5) die Funktionalität der DoublePump mit den Parametern gem. Tabelle 6-2 bestätigte, wurden diese konstruktiv umgesetzt.

6.3 Konstruktive Details

In Abbildung 6-3 ist die Konstruktion der DoublePump dargestellt. Sie zeigt zum einen das äußere Erscheinungsbild mit den wichtigsten Komponenten (links), zum anderen einen Schnitt durch die Konstruktion, um auch die im inneren verbauten Bauteile zu erkennen.

Bei den nummerierten Bauteilen handelt es sich nur um die Hauptbauteile der DoublePump, für eine detaillierte Auflistung der Teil inklusive Montagezeichnung siehe Anhang 1 und Anhang 2. In Tabelle 6-3 befindet sich die Bezeichnung der einzelnen Teile und eine zusätzliche kurze Funktionserklärung. Zu Teilen die mit einem Stern gekennzeichnet sind, sind in Kapitel 0 noch zusätzliche Details zu finden.

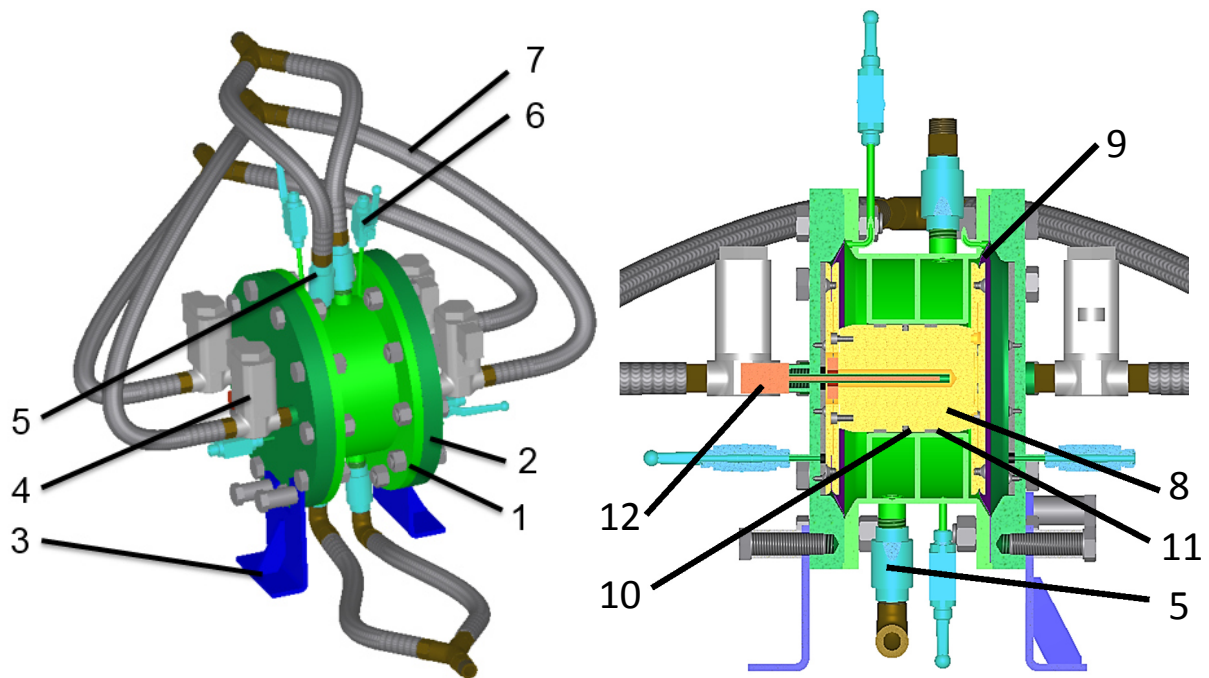


Abbildung 6-3: DoublePump Gesamtansicht (links) und Schnittansicht (rechts)

Tabelle 6-3: Auflistung der wichtigsten Bauteile der DoublePump

Nr.	Bezeichnung	Funktion
1	Gehäuse *)	Kolbenführung, RL Verteilungskanal, RL Kammer
2	Deckel *)	AD Kammer
3	Standfuß	Verankerung und Befestigung
4	Schaltventil *)	Schalten des AD zwischen Hoch- und Niederdruck
5	Rückschlagventil	Druckführung der RL
6	Kugelhahn	Entlüften der Kammern, Anschluss für Druckmessung
7	Schläuche	Verbindung zur Absorptionskältemaschine (RL und AD)
8	Kolben	Kraftübertragung
9	Membran *)	Abdichten zwischen AD und RL
10	Dichtring *)	Abdichten der beiden RL Kammern
11	Führungsring *)	Radialkraftaufnahme des Kolbens, Zentrierung des Kolbens
12	Wegmessung *)	Aufzeichnung Kolbenposition und Kolbengeschwindigkeit

*) siehe auch Kapitel 6.3.1

6.3.1 Bauteildetails

Die folgenden Unterpunkte befassen sich mit den Details ausgewählter Bauteile. Es wird je nach Relevanz das Funktionsprinzip mit den zugehörigen Anforderungen, der Auswahlvorgang, die Umsetzung und die Vor- und Nachteile der Lösung bzw. der Lösungsvarianten erklärt.

a) Deckel und Gehäuse:

Die Aufgabe des Gehäuses und des Deckels ist, die Abgrenzung des Medienraums (sowohl RL als auch AD) zur Umgebung sowie die Aufnahme und Positionierung aller Anbauteile. Dafür müssen die gewählten Komponenten gegen beide Medien beständig sein und die nötige Druckfestigkeit aufweisen. Zusätzlich zu den Pflichtanforderungen wurde im Gehäuse noch der Verteilerkanal für die RL integriert. Dieser dient der gleichmäßigen Verteilung der Ammoniakwassermischung in der Kammer bei geringem Druckverlust.

Die Umsetzung ist in Abbildung 6-4 dargestellt. Diese zeigt einen Schnitt durch den Zusammenbau des Deckels mit dem Gehäuse, ohne weitere Anbauten. Besonders hervorzuheben sind der einfache Aufbau und die günstige Fertigung.

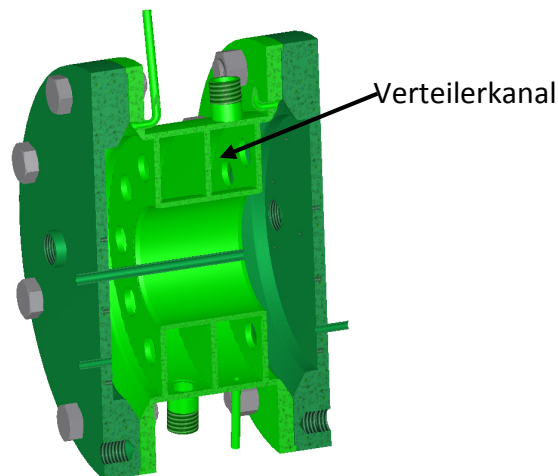
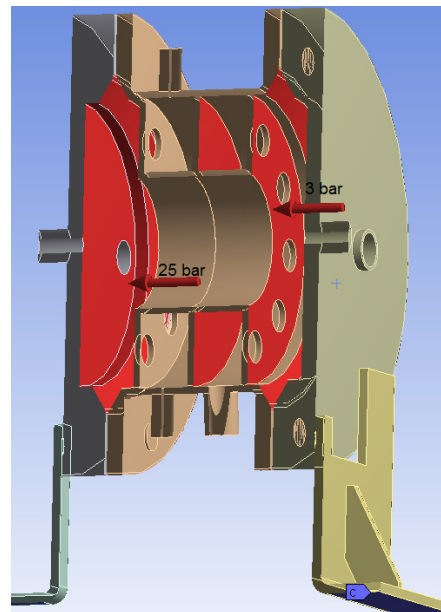


Abbildung 6-4: Schnittansicht Deckel und Gehäuse

Um die Medienbeständigkeit zu gewährleisten, wurde als Werkstoff Edelstahl mit der Werkstoffnummer 1.4301 gewählt, auch bekannt als V2A oder X5CrNi18-10. Es handelt sich dabei um einen sehr gängigen, hochlegierten Chrom-Nickel-Stahl, der ammoniakbeständig ist und dennoch zu den günstigeren Edelstählen gehört, für weitere Informationen siehe Anhang 4.

Um zu überprüfen, ob bei maximaler Belastung die gewählten Dimensionen ausreichend sind, wurde eine Festigkeitsberechnung mit der ANSYS Workbench (ANSYS 2015) durchgeführt. Hier wurde kontrolliert, ob die Schrauben die nötige Kraft übertragen können, das Material nicht über seine Streckgrenzen ($R_{p0,2}$) belastet wird und keine zu großen Verformungen auftreten. In Abbildung 6-5 sind die Randbedingungen der Simulation dargestellt. Dabei wurde die gesamte HD- Seite mit 25 bar und die gesamte ND- Seite mit 3 bar beaufschlagt. Sowohl die Verbindung zwischen Deckel und Gehäuse, als auch jene zwischen Deckel und Standfuß wurde durch eine fixe Verbindung der Schraubenflächen simuliert. Die komplette Konstruktion wurde durch eine feste Einspannung der Füße fixiert. Die Ergebnisse dieser Simulation sind in Abbildung 6-6 dargestellt. Beim linken Bild handelt es sich um die Vergleichsspannung von Mises, alle

Spannungen über 190 N/mm^2 (entspricht $Rp_{0,2}$) werden rot eingefärbt. Rechts befindet sich die Verformung in Z –Achse.



Rot = Druckbeaufschlagte Flächen
Blau = Feste Einspannung

Abbildung 6-5: Randbedingungen Festigkeitsberechnung Gehäuse, Deckel und Standfuß

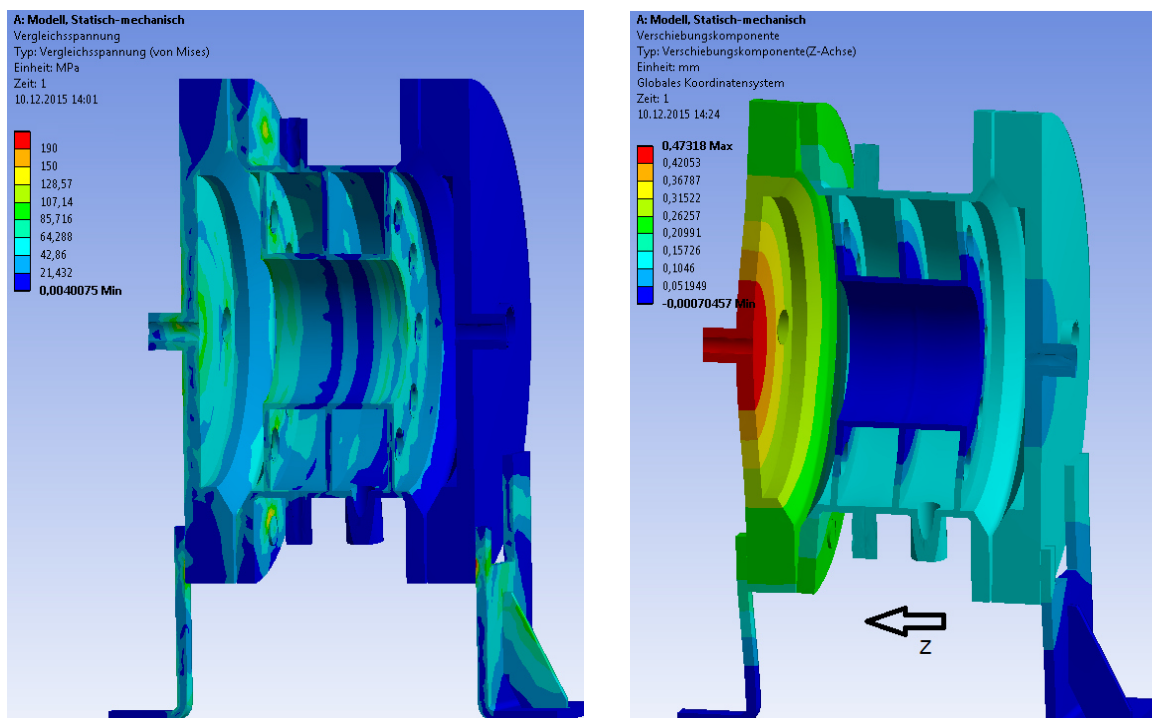


Abbildung 6-6: Ergebnis der Festigkeitsberechnung, Vergleichsspannung (links) und Verformung (rechts)

Wie bei den Spannungen zu erkennen ist, treten keine Spannungen über 190 N/mm^2 auf, auch die Verformung mit maximal $0,47 \text{ mm}$ ist als gering einzustufen. Zusätzlich zu den Bildern wurde noch die maximale gesamte Schraubenlast ermittelt, diese beträgt ca. 82000 N . Mit dieser Belastung wurde noch eine Schraubenberechnung durchgeführt, die Ergebnisse dazu werden in Punkt c) angeführt. Anhand dieser Ergebnisse ist klar, dass die Dimensionierung ausreichend ist.

b) Schaltventil

Mit den Schaltventilen wird die DoublePump durch die Beaufschlagung der AD Kammern gesteuert. Sie geben die Schaltdauer vor in der zwischen Hoch- und Niederdruck gewechselt wird. Die Anforderungen ergeben sich direkt aus der Aufgabe:

- Aufweisen einer Mindestschalthäufigkeit
- Ammoniakbeständigkeit
- Keine zu großen Druckverluste

Aus der Auswertung der Simulation Kapitel 5.3 ergab sich, dass der kv-Wert des Schaltventils mindestens $1 \text{ m}^3/\text{h}$ betragen muss, um die Schaltzeit von 2,5 Sekunden einhalten zu können. Es wurden zwei unterschiedliche Möglichkeiten in Betracht gezogen, den Betrieb mit vier 2/2-Wegventilen bzw. mit zwei 3/2-Wegventilen.

In Abbildung 6-7 ist der Aufbau eines 2/2-Wegeventils der Firma Bürkert dargestellt. Es besitzt, wie der Name schon sagt nur zwei Anschlüsse, die entweder verbunden oder nicht verbunden sind.

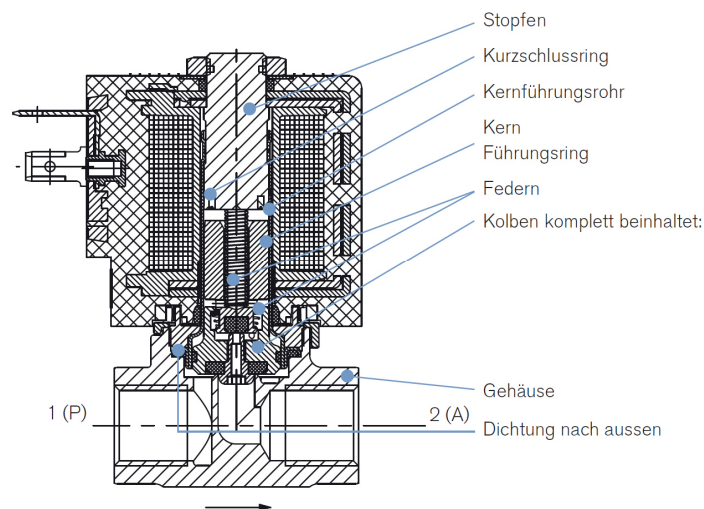


Abbildung 6-7: Schnitt durch ein 2/2-Wegeventil (bükert FLUID CONTROL SYSTEMS, 2016)

Unter Berücksichtigung der Ventildaten von (bükert FLUID CONTROL SYSTEMS, 2016) ergeben sich die folgenden Vor- bzw. Nachteile dieses Ventiles:

Vorteile:

- geringes Totvolumen durch kurze Anschlussleitung
- geringe Kosten (212€/Stück)
- Kurzschlussfreiheit
- geringes Gewicht (0,8 kg/Stück)
- geringe elektrische Leistung (16 W/Stück)
- hohe gewährleistete Schaltzyklen (10 Mio.)

Nachteile:

- mehrere Bauteile im vgl. zu 3/2-Wegeventil
- langsam Öffnungszeit (Zeit von Stromimpuls bis es ganz geöffnet ist) (indirekte Steuerung/zwangsgesteuert)

Abbildung 6-8 zeigt ein 3/2 Wegeventil der Firma STASTO Ing. Stocker KG. Dieses hat drei Anschlüsse und zwei Schaltstellungen. Während des Umschaltens zwischen den Anschlüssen entsteht kurzfristig ein Kurzschluss, welcher sich negativ auf den Bedarf an AD auswirkt. (Kurzschlussermittlung siehe Kapitel 4.8)

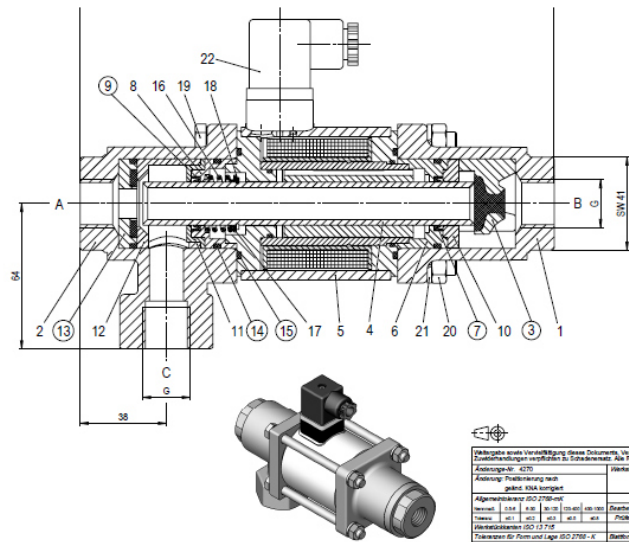


Abbildung 6-8: Schnitt durch ein 3/2-Wegeventil (STASTO Automation, 2016)

Laut den Daten von (STASTO Automation, 2016) ergeben sich folgende Vor- und Nachteile.

Vorteile:

- robuste Bauweise
- hohe gewährleistete Schaltzyklen (1-5 Millionen)
- geringe Bauteilanzahl

Nachteile:

- sehr hohe Kosten (1167€/Stück)
- hoher Schadraum im Ventil
- Kurzschluss während des Schaltens

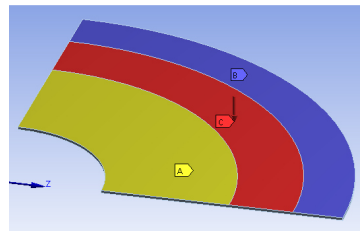
Aufgrund der besseren Erfahrung der DoublePump-Projektpartner mit den 2/2-Wegehubankerventilen und dem enormen Kostenunterschied wurden diese als erste Variante ausgewählt. Die Konstruktion ermöglicht jedoch auch den Einsatz der 3/2-Wegeventile.

c) Membran

Die Aufgabe der Membran ist das Abdichten der AD Kammer zur RL Kammer. Daraus folgt, dass die wichtigste Anforderung an das Material die Medienbeständigkeit ist. Des Weiteren sollte die Membran reißfest sein und selbst bei großen Auslenkungen keine großen Kräfte zur Dehnung benötigen. Zusätzlich sollte sie sich aufgrund des Differenzdruckes nicht zu stark ausbeulen. Da diese Anforderungen ein Widerspruch in sich sind (hohe Biegesteifigkeit und geringe Dehnsteifigkeit) muss hier ein geeigneter Kompromiss gefunden werden.

Vorab wurde eine Materialrecherche durchgeführt. Obwohl es einige Materialien gab die die Anforderungen erfüllten, wurde die Auswahl aufgrund der enormen Preisunterschiede auf PTFE bzw. EPDM mit PA66 Faserverstärkung eingeschränkt.

Wie in den Kapitel 4.4-4.6 angeführt wurden mit diesen beiden Materialien unterschiedliche Versuche durchgeführt, die beide bestanden haben. Zusätzlich wurde noch eine Simulation in ANSYS (2015) durchgeführt, um die Ausbeulung zu ermitteln. In Abbildung 6-9 sind die Randbedingungen der Simulation dargestellt. Die drei Bereiche stellen die äußere und die innere Einspannfläche (A, B), sowie die druckbeaufschlagte Fläche (C) dar. Die innere sowie die äußere Spannfläche werden fix eingespannt. Im mittleren Bereich wurde mit einer Druckdifferenz von 1 bar gerechnet. Diese Annahme führte bei der PTFE Membran zu einer Durchbiegung von 1,39 mm (siehe Abbildung 6-10 oben) und bei der EPDM Membran zu einer Durchbiegung von 4,27 mm (siehe Abbildung 6-10 unten).



Rot = druckbeaufschlagte Fläche
Gelb = innere Einspannfläche
Blau = äußere Einspannfläche

Abbildung 6-9: Randbedingungen Membranberechnung

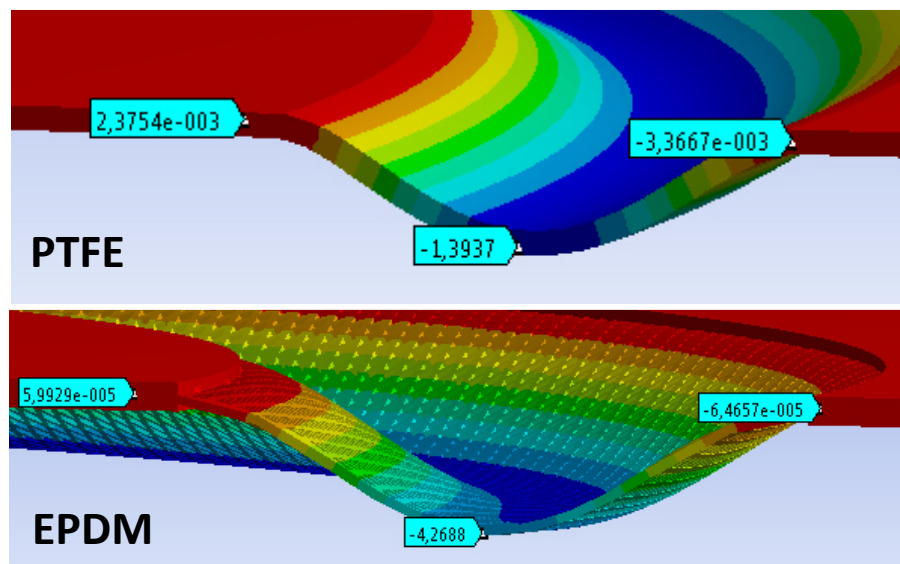


Abbildung 6-10: Membranverformung in mm bei Druckdifferenz von 1 bar PTFE (oben), EPDM-PA66 (unten)

Wie bereits erwähnt, haben bei beiden Materialien alle Tests zu einem positiven Ergebnis geführt. Auf Grund der höheren Beulsteifigkeit und der besseren Verfügbarkeit wurde letztendlich die PTFE Membran gewählt.

Die konstruktive Umsetzung der Membran ist in Abbildung 6-11 dargestellt. Die Membran wurde mit 1 gekennzeichnet und die für die Dichtung verantwortlichen Schrauben wurden mit 2, 3 und 4 benannt. Um Platz zu sparen und so die Konstruktion kleiner und günstiger zu bauen, wurde die Gehäuseverschraubung durch die Membran durchgeführt. Wie der Vorversuch Kapitel 4.5 gezeigt hat, sollte es dadurch zu keinem frühzeitigen Ausfall kommen. Um das Ausdehnen der Membran durch die Quetschung nicht zu behindern, wurde im äußeren Bereich des Gehäuses noch zusätzlich Platz ausgespart. Zusätzlich zu den erwähnten Vorkehrungen wurden die

Übergangsradien so groß wie möglich gewählt, um so keine weiteren Spannungen in die Membran einzuleiten.

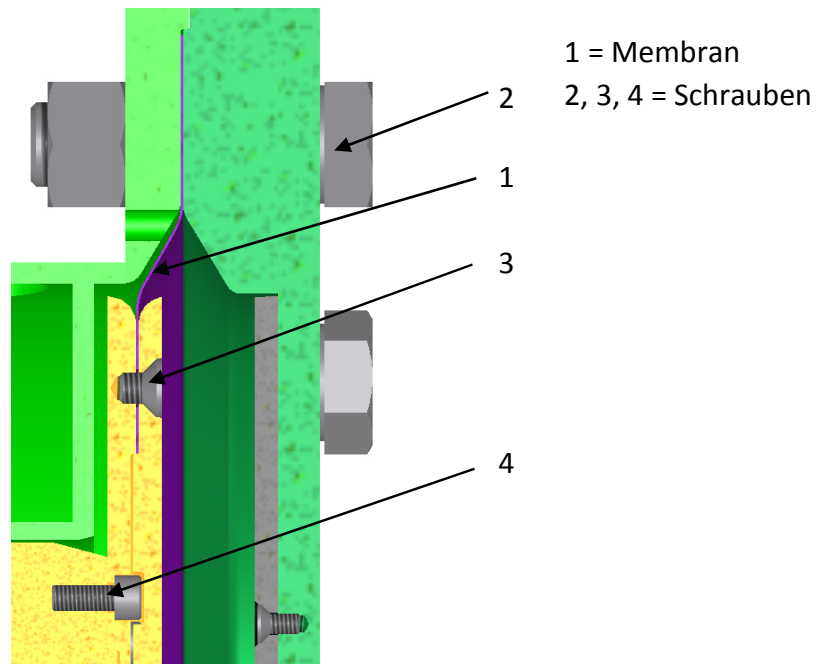


Abbildung 6-11: Detailansicht Membraneinspannung

Für die Dichtwirkung der Membran ist die Vorspannkraft durch die Schrauben von großer Bedeutung. Es ist notwendig, dass die Schrauben auch unter Belastung noch genügend Vorspannkraft aufweisen, um die Flächenpressung der Dichtflächen zu gewährleisten. Die Schrauben werden, in der weiteren Erklärung wie in Abbildung 6-11 gezeigt benannt.

Für die Schrauben an den Kolbenplatten (3, 4) wurde für die Belastungsberechnung eine maximale Druckdifferenz von 10 bar zwischen AD und RL Kammer angenommen, diese Druckdifferenz wird mit Hilfe von Glg. 6-6 in die Schraubenbelastungskraft F_{SB} umgerechnet. Die verwendete Fläche für die Berechnung entspricht jener Kreisringfläche die auf der RL Seite mit Druck beaufschlagt wird und ist somit der ungünstigste Fall. Damit ergibt sich für diese Schrauben mit den Abmessungen der DoublePump eine Belastung von 23200 N unabhängig von der Schraubenanordnung. Für die Schraube am Deckel (2) wurde die Belastung aus der Festigkeitsberechnung (Punkt a) mit 82000 N für alle Schrauben übernommen.

$$F_{SB} = p_{\text{Druckdifferenz}} \cdot \pi \cdot \frac{d_{VK}^2 - d_{KS}^2}{4} \quad \text{Glg. 6-6}$$

Für die Berechnung der nötigen Restvorspannkraft zum Erhalt der Dichtfunktion wurde davon ausgegangen, dass auf die gesamte Dichtfläche eine Flächenpressung von mindestens 1,5 N/mm² (15 bar) aufgebracht werden muss. In Tabelle 6-4 sind die Größen der Dichtflächen aus der Konstruktion und die daraus resultierenden Restvorspannkraften angegeben. Werden zu diesen Restvorspannkraften die Belastungen addiert ergibt sich die Gesamtvorspannkraft.

Tabelle 6-4: Dichtflächen und Schraubenvorspannkraften

	Schrauben 2	Schrauben 3	Schrauben 4
Dichtfläche [mm ²]	23300	10800	3050
Restvorspannkraft [N]	34950	16200	4575
Gesamtvorspannkraft [N]	116950	39400	27775

Die minimale Schraubenanzahl lässt sich über den sogenannten Druckkegel feststellen, dieser wird in Abbildung 6-12 dargestellt. Dabei wird davon ausgegangen, dass sich die Vorspannkraft nur bis zum dreifachen Kopfdurchmesser ausbreitet. Daraus folgt, dass der Schraubenabstand so gewählt werden muss, dass sich der Druckkegel angrenzender Schrauben immer überlappt. Nur so kann gewährleistet werden, dass die Dichtfläche über den ganzen Umfang die nötige Flächenpressung erfährt.

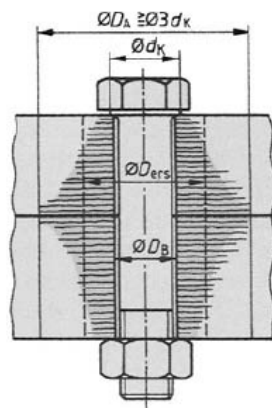


Abbildung 6-12: Druckkegel einer Schraubverbindung (Köhler und Rögnitz, 2007)

Zu diesem Zeitpunkt steht jedoch noch nicht fest welche Schraubendimension gewählt wird, dies führt zu einem iterativen Auslegungsvorgang für Schraubenanzahl und Schraubendimension. Die gewählte Schraubenanzahl und Dimension für die DoublePump und die daraus resultierende Vorspannkraft je Schraube ist in Tabelle 6-5 angeführt.

Tabelle 6-5: Gewählte Schraubenanzahl und nötige Schraubenvorspannkraften

	Schraube 2	Schraube 3	Schraube 4
Anzahl	10	12	8
Dimension	M16	M6	M5
Vorspannkraft pro Schraube [N]	11695	3283	3472

Abschließend ist für die Schraubenauslegung noch zu kontrollieren ob die Mindestvorspannkraft pro Schraube mit der gewählten Dimension möglich ist. Dafür sind in Abbildung 6-13 die erlaubten Schraubenvorspannkraften und Anziehdrehmomente in Abhängigkeit von Dimension und Werkstoff angeführt.

Für die DoublePump werden Edelstahlschrauben der Güteklasse V2A verwendet, diese sind vergleichbar mit der in der Abbildung angeführten Werkstoffklasse 6.9. Werden nun diese Werte mit den oben berechneten Werten verglichen ergibt sich eine Sicherheit zwischen 1,6 für Schraube 4 und 5,5 für Schraube 2.

Schafschrauben metr. Regelgewinde, DIN ISO 262					$\mu_{ges} = 0,12$			
Ab- mes- sung	Vorspannkraft F_{Vzul} in N				Anziehdrehmoment T_A in Nm			
	6.9	8.8	10.9	12.9	6.9	8.8	10.9	12.9
M 4	3 500	4 050	6 000	7 000	2,4	2,8	4,1	4,8
M 5	5 700	6 600	9 700	11 400	4,7	5,5	8,1	9,5
M 6	8 000	9 400	13 700	16 100	8,0	9,5	14,0	16,5
M 8	14 700	17 200	25 000	29 500	20	23	34	40
M 10	23 500	27 500	40 000	47 000	39	46	68	79
M 12	34 500	40 000	59 000	69 000	67	79	117	135
M 14	47 000	55 000	80 000	94 000	107	125	185	215
M 16	65 000	75 000	111 000	130 000	115	195	280	330
M 18	78 000	94 000	135 000	157 000	230	280	390	460
M 20	100 000	121 000	173 000	202 000	320	390	560	650

Abbildung 6-13: Vorspannkraft und Anziehdrehmomente für Stahlschrauben (Köhler und Rögwitz, 2007)

Die Vorteile dieser Ausführung im Vergleich zu jener mit einer EPDM Membran sind:

- günstige Bauweise (kleine Gehäuseabmessungen und geringe Materialkosten des PTFE)
- relativ hohe Biegesteifigkeit
- gute Ammoniakbeständigkeit
- absolut dicht

Als Nachteil ist die etwas höhere Verformungskraft zu erwähnen, die aber in der Auslegung des Flächenverhältnisses berücksichtigt wurde.

d) Dicht- und Führungsringe

Die Dicht- und Führungsringe bilden das Gegenstück zur Membran, deren Aufgabe ist die Abdichtung zwischen den beiden RL Kammern. Zusätzlich sollen durch die Führungsringe noch die radial wirkenden Kräfte des Kolbens aufgenommen und somit die Membran entlastet werden. Die Anforderungen sind eine geringe Durchlässigkeit, eine geringe Reibung und eine lange Laufzeit bei den gegebenen Bedingungen.

Die Durchlässigkeit, die Beständigkeit und die Reibkraft wurden im Vorfeld ermittelt, die Ergebnisse dieser Versuche sind in Kapitel 4.1, 4.2 und 4.3 zu finden. Der PTFE-Bronze Ring hat sich nicht als ammoniakbeständig erwiesen, deshalb wurde eine spezielle PTFE-Glas-MoS₂ Mischung gewählt.

Die Ausführung wurde als typische Kolbenstangendichtung mit Kolbenführung ausgeführt (siehe Abbildung 6-14).

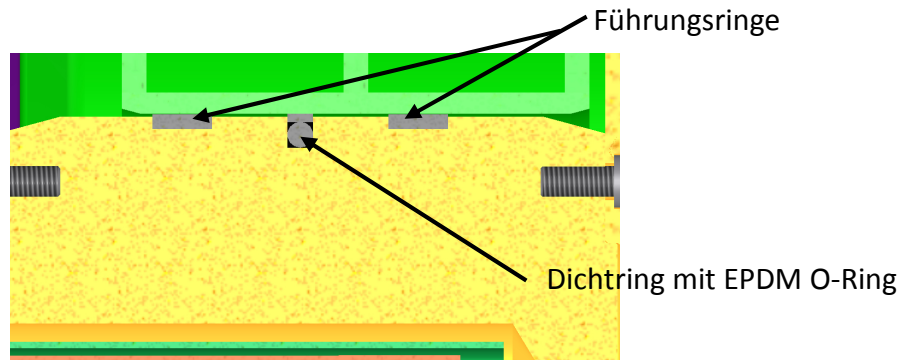


Abbildung 6-14: Kolbenstangendichtung mit Kolbenführung

Die Vorteile dieser Variante im Vergleich zu einer zusätzlichen Membran sind:

- einfacher Aufbau
- leichte Montage
- günstigere Fertigung des Kolbens und des Gehäuses im Vergleich zu einer kleinen Membran

Der Nachteil dieser Variante ist der Druckabfall aufgrund der Leckage.

e) Wegmessung

Die Wegmessung hat keine direkte Aufgabe für die Funktion der DoublePump. Sie dient jedoch der Überwachung während des Betriebes und liefert Werte zur Validierung der Simulation. Die Anforderungen sind aufgrund der geringen Hubgeschwindigkeit und des kurzen Hubs bescheiden. Das Wegmesssystem sollte berührungslos funktionieren und mit einer Genauigkeit von ca. 1 mm aufzeichnen. Zusätzlich wäre noch eine Auflösung von ca. 10 Hz wünschenswert, um vernünftige Geschwindigkeitswerte berechnen zu können.

In Abbildung 6-15 ist die konstruktive Ausführung der Wegmessung dargestellt. Die Wegmessung erfolgt induktiv, mit einem Sensor der Firma Temposonics C-Serie (C-S-072-A-V). Der Sensor (1) ist am Deckel befestigt und wird durch eine Tauchhülse vor dem Ammoniakdampf geschützt. Magnet (2) befindet sich auf dem Kolben und wird mit diesem über Schrauben verbunden, dieser befindet sich im Ammoniakdampfraum, dieser ist jedoch dagegen beständig und sollte daher keinen Schaden davontragen.

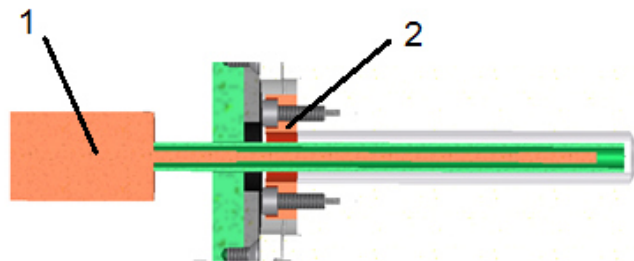


Abbildung 6-15: Einbausituation Wegmessung

Die Vorteile der Wegmessung sind:

- genaue Erfassung der Kolbenposition und der Kolbengeschwindigkeit im Betrieb
- druckverlustfreie Ermittlung des RL Volumenstroms
- Validierung der Simulation

Die Nachteile sind:

- zusätzliche Kosten
- Erhöhung des Schadraumes
- Verlust der Symmetrie

In der Prototypenphase sind die Validierung der Simulation und die Datenerfassung im Betrieb sehr wichtig. Es werden daher für den Prototypen die Nachteile in Kauf genommen. Für eine Kleinserie wird die Wegmessung jedoch weggelassen. Während der Inbetriebnahme hat sich jedoch gezeigt, dass der Sensor in einer Ammoniakumgebung nicht funktioniert und keine vernünftigen Werte anzeigt.

6.3.2 Fertigung/Nummernsystem

Die DoublePump soll in Zukunft als mit ca. 100 Stück pro Jahr gefertigt werden. Diese Stückzahlen entsprechen jener einer Kleinserie. Aus diesem Grund soll schon beim Prototypen auf eine fertigungsfreundliche Konstruktion geachtet werden.

Aufgrund der geringen Stückzahl ist eine gegossene Variante nicht optimal, weil die Kosten für die Form sehr hoch wären und aufgrund der Oberflächenanforderungen in den meisten Fällen eine zusätzliche mechanische Bearbeitung nötig wäre. Eine Fertigung durch eine rein mechanische Bearbeitung aus dem Vollen ist aufgrund der hohen Material- und Fertigungskosten nicht ideal. Deshalb wurde für die Konstruktion eine geschweißte Ausführung, mit so vielen Standardteilen und Normprofilen wie möglich, gewählt. Der Grund dafür ist, dass Standardteile auch bei geringen Stückzahlen verhältnismäßig günstig sind. Der Vorteil der Verwendung von Normprofilen in der Konstruktion sind die niedrigen Materialkosten und der geringe mechanische Bearbeitungsaufwand.

Um die Kosten für die mechanische Fertigung gering zu halten, wurde Augenmerk darauf gelegt, die Toleranzen und die Oberflächenrauigkeiten so groß wie möglich auszuführen. Des Weiteren wurde nur dort eine spanende Bearbeitung vorgesehen, wo sie aufgrund der Funktion notwendig ist. Das Nummernsystem der Werkstattzeichnungen wurde bereits auf diese Ausführung angepasst.

In der Zusammenstellungszeichnung (1000) ist die gesamte DoublePump inklusive Hauptabmessungen dargestellt (siehe Anhang 1). In der zugehörigen Stückliste sind alle Zukaufteile (8000er-Nummern) inklusive Hersteller, alle Normteile (7000er-Nummern) inklusive Normbezeichnung und Norm, die Fertigungsteile mit deren Hauptabmessungen und die Schweißbaugruppen angeführt.


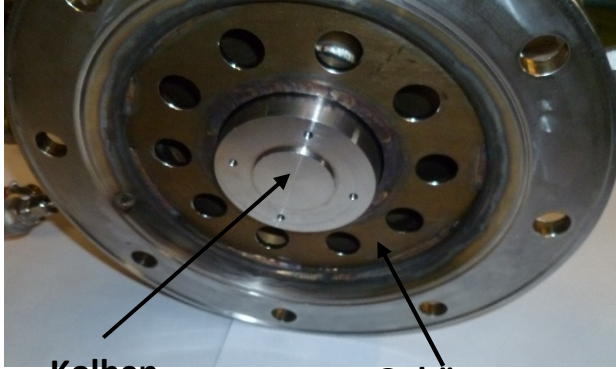
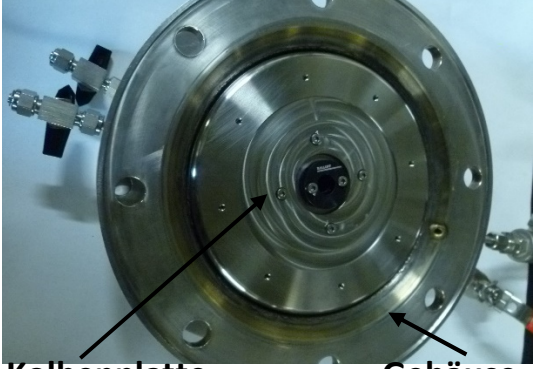
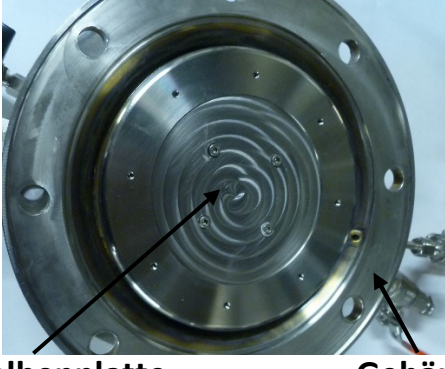
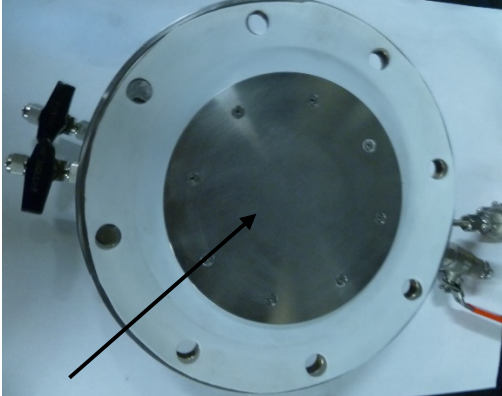
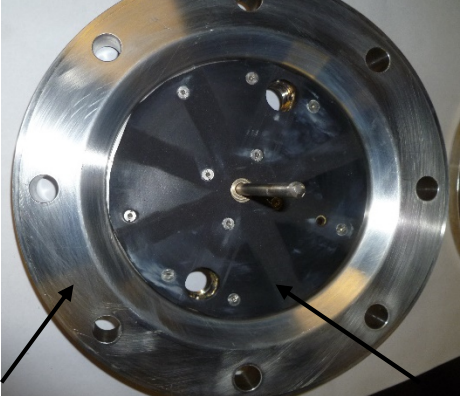
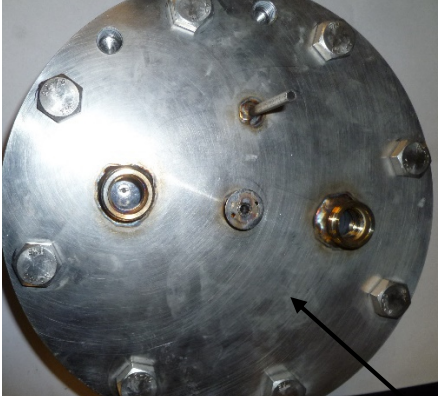
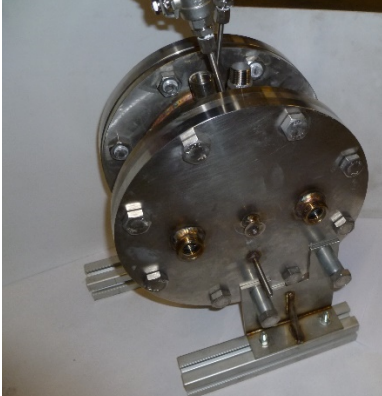
Anhand dieser Stückliste sind alle Norm- und Zukaufteile mit ihrer Anzahl eindeutig identifizierbar. Es sind somit keine Detailzeichnungen für diese Teile nötig. Bei den Fertigungsteilen handelt es sich um speziell in der Werkstatt gefertigte Teile. Diese besitzen alle eine Fertigungszeichnung und sind mit fortlaufender Nummer (beginnend bei 1001) gekennzeichnet. Die Schweißbaugruppen sind ebenfalls fortlaufend nummeriert, haben jedoch immer ganze hunderter Nummern (z.B.: 1100, 1200, ...). Für diese Baugruppen gibt es ebenfalls eine Fertigungszeichnung, die zusätzlich zu den Bearbeitungsangaben auch noch Schweißvorgaben enthält. Zur Ergänzung dieser Zeichnungen gibt es jeweils eine Stückliste in der die verwendeten Rohteile aufgelistet sind.

Durch dieses System ist es einfach für den Einkäufer die richtigen Bauteile zu bestellen und zusätzlich gibt es eine klare Abgrenzung für die Werkstatt, welche Bauteile von ihr gefertigt werden.

6.4 Montage

Die Montage dieser Konstruktion ist verhältnismäßig einfach durchzuführen. Tabelle 6-6 zeigt die schrittweise Vorgehensweise bei der Montage. Anschließend werden die einzelnen Schritte erklärt und Hinweise, worauf zu achten ist, angeführt.

Tabelle 6-6: Montageschritte

<p>Schritt 1</p>  <p>Dichtring</p> <p>Kolben Führungsring</p>	<p>Schritt 2</p>  <p>Kolben Gehäuse</p>
<p>Schritt 3</p>  <p>Kolbenplatte Gehäuse</p>	<p>Schritt 4</p>  <p>Kolbenplatte Gehäuse</p>
<p>Schritt 5</p>  <p>Kolbenplatte Membran</p>	<p>Schritt 6</p>  <p>Deckel Anschlag</p>
<p>Schritt 7</p>  <p>Deckel</p>	<p>Schritt 8</p> 

Bei der Montage wird davon ausgegangen, dass alle Bauteile zeichnungskonform ausgeführt wurden und vorhanden sind.

In Schritt 1 wird der Kolben für den Einbau vorbereitet. Dafür sollte zuerst der EPDM O-Ring der Kolbendichtung vorsichtig in die mittlere Nut eingebaut werden. Dabei ist darauf zu achten, dass der Dichtring dabei nicht verdrillt. Anschließend wird der PTFE-Dichtring von Hand über die Fase am Kolbenrand auf den Kolben geschoben bis er sich über dem EPDM-Dichtring in der Nut befindet. Es ist hilfreich die Ausnehmungen für die Führungsringe für die Montage mit einem passenden Streifen (Blech oder Kunststoff) abzudecken, um ein Einschnappen des Führungsringes in die Nut zu verhindern. Abschließend werden die beiden Führungsringe in die vorgesehenen Nuten eingelegt. Hierfür ist keine spezielle Vorgehensweise zu beachten.

Bei Schritt 2 wird der vorbereitete Kolben ins Gehäuse eingeführt bis er auf der gegenüberliegenden Seite zu sehen ist (vergleiche Bild in Tabelle 6-6). Bei der ersten Montage eines neuen Dichtrings kann dieser etwas klemmen. Es sollten zur Montage dennoch keine harten Gegenstände zur Hilfe genommen werden, da ansonsten der Dichtring beschädigt werden kann. Am einfachsten ist es wenn der Dichtring von Hand etwas zusammengedrückt wird, um die Ausdehnung von der Montage rückgängig zu machen.

Schritt 3 und Schritt 4 werden in eine Beschreibung zusammengefasst, da es sich hierbei um identische Arbeitsschritte handelt, diese werden jedoch auf beiden Kolbenseiten separat ausgeführt. Dabei ist darauf zu achten, dass die Kolbenplatten auf der richtigen Kolbenseite montiert werden (vergleiche Zeichnung Anhang 1 und Tabelle 6-6). Bevor die Kolbenplatte angebracht wird muss die Dichtung positioniert werden, anschließend wird die Kolbenplatte mit dem Kolben verschraubt. Die Schrauben müssen über Kreuz mit einem Drehmomentschlüssel mit 4,7 Nm angezogen werden, um ein Verspannen zu verhindern und die Dichtung zu gewährleisten.

Schritt 5 wird ebenfalls auf beiden Kolbenseiten nacheinander ausgeführt, wobei auch hier darauf geachtet werden muss, dass die richtigen Kolbenplatten verwendet werden. Zu Beginn wird die Membran auf die bereits montierte Kolbenplatte gelegt, wobei darauf geachtet werden sollte, dass die Ausnehmung der Membran innen groß genug ist, um den Ansatz an der Kolbenplatte nicht zu berühren. Nach der richtigen Positionierung der Membran wird diese mit der Kolbenplatte niedergeschraubt. Diese Schrauben sollten ebenfalls aus den oben genannten Gründen über Kreuz mit einem Drehmoment von 8 Nm angezogen werden.

Bei Schritt 6 werden die beiden Gehäusedeckel vorbereitet, indem der Anschlag auf der Innenseite des Deckels mit Hilfe von Senkkopfschrauben fixiert wird. Hier gibt es nichts Besonderes zu beachten und die Schrauben können von Hand ohne Drehmomentschlüssel angezogen werden.

In Schritt 7 werden die vorbereiteten Gehäusedeckel mit dem Gehäuse verbunden. Hierbei sollten die Schrauben zuerst über Kreuz handfest angezogen werden und anschließend ebenfalls über Kreuz mit einem Drehmomentschlüssel auf 200 Nm verschraubt werden. Nachdem alle Schrauben angezogen wurden sollten alle noch einmal reihum nachgezogen werden, da es durch Verspannungen im Gehäusedeckel zu einer Lockerung der Schrauben kommen kann.

In Schritt 8 werden die FüÙe und die Kugelhähne montiert. Für die Lage der Distanzhülsen (innen oder auÙen) hat sich herausgestellt, dass es für die späteren Anschlüsse von Vorteil ist wenn sich diese innerhalb der Fußplatte befinden. Sowohl die Schrauben der Fußplatten als auch die Kugelhähne müssen nicht mit einem bestimmten Drehmoment sondern nach Gefühl angezogen werden.

6.5 Druckprüfung

Nachdem die oben angeführten 8 Schritte ausgeführt wurden sollte eine Druckprobe mit entsalztem Wasser und Stickstoff durchgeführt werden, um spätere Leckagen mit Ammoniak zu vermeiden. Hierfür müssen alle in Abbildung 6-16 mit (1) angeführten Anschlüsse mit Blindstücken abgedichtet werden, dabei handelt es sich um die vier AD Anschlüsse am Gehäusedeckel und die vier RL Anschlüsse am Gehäuse. Anschließend werden die beiden RL Kammern nacheinander über die Kugelhähne (6 und 7) mit Wasser befüllt. Dabei ist zu beachten, dass die Kugelhähne (2 und 3) geöffnet sind, um die Kammern gleichzeitig zu entlüften. Nachdem beide Kammern mit Wasser gefüllt sind werden alle Kugelhähne geschlossen und die Stickstoffflasche an Kugelhahn (5) angeschlossen. Dadurch können die beiden linken Kammern auf Leckagen geprüft werden. Nachdem diese Seite abgeschlossen ist wird der Vorgang für die rechte Seite durch Anschluss der Stickstoffflasche an Kugelhahn (4) erneut durchgeführt.

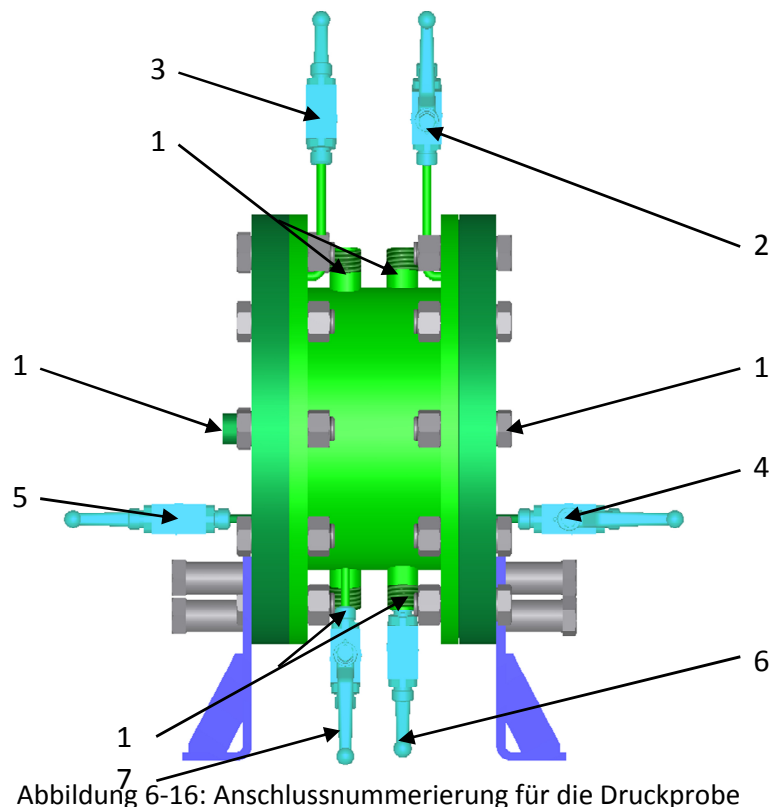


Abbildung 6-16: Anschlussnummerierung für die Druckprobe

Wurde auf beiden Seiten keine Leckage festgestellt, können die restlichen Armaturen montiert werden. Bevor die DoublePump mit dem Wärmepumpenkreislauf verbunden wird müssen noch die AD-Kammern evakuiert und die RL Kammern mit entsalztem Wasser gefüllt werden, um keine Luft in die Anlage zu bekommen. Abschließend sollte noch das gesamte Gehäuse gedämmt werden um die Wärmeverluste zu minimieren.

6.6 Kostenaufstellung

Nachdem die einzelnen Details der Konstruktion ausgeführt wurden, werden jetzt die wirtschaftlichen Aspekte betrachtet. Tabelle 6-7 zeigt die Aufschlüsselung der Kosten des Prototyps. Die Kosten wurden in drei Hauptkategorien unterteilt.

Zum einen die Materialkosten- sie beinhalten alle Kosten für die Materialien, die in der Fertigung benötigt werden. Die Normabmessungen beziehen sich auf die gängigen Blech- und Rohrformate, die Kosten für die Normabmessung sind dabei jene, die beim Kauf einer ganzen Stange oder einer Blechplatte anfallen. Für eine Pumpe wird jedoch keine ganze Platte benötigt. Um dies zu berücksichtigen, wird der verwendete Anteil in Prozent angegeben. Diese Prozentzahl enthält sowohl die verwendeten Materialkosten, als auch den anfallenden Verschnitt. Wird der Prozentsatz mit den Normkosten multipliziert, ergeben sich die Kosten des jeweiligen Materials für eine Pumpe.

Bei den Kosten der Zukaufteile handelt es sich um die Kosten aller Norm- und Zukaufteile, die in der DoublePump verbaut sind. In der ersten Spalte ist der Name des Teiles angeführt. Die Anzahl der verbauten Teile ist in Spalte 2 angeführt. Die Kosten pro Stück entsprechen den Einzelkosten ohne Rabatt. Werden diese beiden Werte miteinander multipliziert ergeben sich die Kosten pro Pumpe.

Die letzte Unterkategorie besteht aus den Fertigungskosten. Diese wurde unterteilt in Schweißkosten und Kosten für die mechanische Bearbeitung. Da die Schweißarbeiten von einem Projektpartner und die mechanische Bearbeitung von deren Unterlieferanten ausgeführt werden.

Auffallend ist, dass die Fertigungskosten den größten Teil der Gesamtkosten einnehmen. Der Grund für die hohen Fertigungskosten ist hauptsächlich die geringe Stückzahl (nur ein Prototyp). Bei den Zukaufteilen macht das Schaltventil mit über 50% den größten Anteil aus. Alles in allem sind die Gesamtkosten von 6246 € für den Prototypen akzeptabel und bieten eine gute Grundlage für die Kostenabschätzung einer Kleinserie.

Tabelle 6-7: Kostenaufstellung Prototyp

Materialkosten			
Normabmessung	Kosten für Normabmessung	Verwendete Prozent/Pumpe	Kosten/Pumpe
Blechplatte 4x2000x1000 1.4301	248 €	9,09	23 €
Blechplatte 6x2000x1000 1.4301	372 €	10,00	37 €
Blechplatte 12x2000x1000 1.4301	744 €	11,11	83 €
Blechplatte 25x2000x1000 1.4301	1.544 €	11,11	172 €
Rundstahl \varnothing 85 x 100 l=3m 1.4301	580 €	3,45	20 €
Rohr \varnothing 6 x 1 l=6m 1.4301	24 €	5,56	1 €
Rohr \varnothing 8 x 1 l=6m 1.4301	43 €	2,08	1 €
Rohr \varnothing 88,9 x 4 l=6m 1.4301	394 €	1,33	5 €
Rohr \varnothing 21,3x2 l=2m 1.4301	14 €	9,09	1 €
PTFE Platte 1200x600 x 3	200 €	8,33	17 €
PTFE Folie 1000x1000x1	63 €	20,00	13 €

Zwischensumme: 373 €

Kosten für Zukaufteile			
Bezeichnung	Anzahl verbaut	Kosten pro Stück	Kosten/Pumpe
Führungsbänder	2	20,00 €	40,0 €
Dichtung	1	20,00 €	20,0 €
Schaltventil	4	177,00 €	708,0 €
Wegmessung	1	152,00 €	152,0 €
Kugelhahn mit Schneidring	4	20,20 €	80,8 €
Rückschlagventil	4	24,80 €	99,2 €
Panzerschlauch EPDM	8	6,50 €	52,0 €
Einschraubnippel 22	24	1,70 €	40,8 €
Y-Stück	4	5,80 €	23,2 €
Kugelhahn zum Anschweißen	4	32,10 €	128,4 €
L Stück	2	1,90 €	3,8 €
Schraube M16x 55	20	1,00 €	20,0 €
Mutter M16	16	0,30 €	4,8 €
Senkkopfschraube M6x8	38	0,01 €	0,4 €
Inbusschraube M5x12	10	0,01 €	0,1 €
Zwischensumme:			1373€

Fertigungskosten			
Bezeichnung			Kosten/Pumpe
Schweißen			1.000 €
Mechanische Bearbeitung			3.500 €
Zwischensumme:			4500 €

Gesamtsumme
6.246 €

Im Vergleich zu den Kosten des Prototypen werden in Tabelle 6-8 die Kosten einer Kleinserie von 100 Stück dargestellt. Die Spaltenteilung erfolgt gleich wie zuvor, jedoch wurde die Spalte „Reduktion“ (im Vergleich zum Prototypen) ergänzt. Diese gibt an, um wie viel Prozent sich die Kosten der Kleinserie zu jenen des Prototypen verringert haben.

Bei den Materialkosten wird davon ausgegangen, dass der Materialbedarf pro Pumpe gleich bleibt. Durch die größeren Bestellmengen, von mehreren Blechplatten, sinkt jedoch der Kilopreis und es ergibt sich eine „Reduktion“. Bei den Rohren ist trotz einer Stückzahl von 100 Pumpen die abgenommene Menge zu gering, um hier einen relevanten Rabatt zu erwarten. Gesamt ergibt sich eine Reduktion der Materialkosten von 17,94% und vermindert den Gesamtbetrag auf 276 €. Bei den meisten Zukaufteilen sind die Nachlässe bei größeren Stückzahlen entweder nicht bekannt oder die Stückzahl zu gering, um einen Rabatt zu erhalten. Die 100% Reduktion der Wegmessung liegt daran, dass diese weggelassen wird. Bei den Schläuchen liegt es daran, dass diese durch Rohre ersetzt werden. Die Fertigungs- und Schweißkosten wurden reduziert, da es aufgrund der größeren Stückzahl möglich ist, den Vorgang zu „standardisieren“ und so Kosten zu sparen. Zusätzlich kann die Konstruktion auf den Fertiger abgestimmt werden, um weitere Kosten zu sparen. Abschließend ist zu sagen, dass der abgeschätzte Gesamtpreis mit 2973 € als positiv zu bewerten ist.

Tabelle 6-8: Kostenaufstellung Kleinserie

Materialkosten				
Normabmessung	Kosten für Normabmessung	Verwendete Prozent/Pumpe	Reduktion [%]	Kosten/Pumpe
Blechplatte 4x2000x1000 1.4301	192 €	9,09	22,58	17 €
Blechplatte 6x2000x1000 1.4301	288 €	10,00	22,58	29 €
Blechplatte 12x2000x1000 1.4301	548 €	11,11	26,34	61 €
Blechplatte 25x2000x1000 1.4301	1.298 €	11,11	15,93	144 €
Rundstahl $\varnothing 85 \times 100 \text{ l}=3\text{m}$ 1.4301	534 €	3,45	7,93	18 €
Rohr $\varnothing 6 \times 1 \text{ l}=6\text{m}$ 1.4301	24 €	5,56	0,00	1 €
Rohr $\varnothing 8 \times 1 \text{ l}=6\text{m}$ 1.4301	43 €	2,08	0,00	1 €
Rohr $\varnothing 88,9 \times 4 \text{ l}=6\text{m}$ 1.4301	394 €	1,33	0,00	5 €
Rohr $\varnothing 21,3 \times 2 \text{ l}=2\text{m}$ 1.4301	14 €	200	0,00	28 €
PTFE Platte 1200x600 x 3	200 €	8,33	0,00	17 €
PTFE Folie 1000x1000x1	57 €	20,00	9,60	11 €

Zwischensumme: 332 €

Kosten für Zukaufteile				
Bezeichnung	Anzahl verbaut	Kosten pro Stück	Reduktion [%]	Kosten/Pumpe
Führungsbänder	2	7,00 €	65,00	14,0 €
Dichtung	1	14,00 €	30,00	14,0 €
Schaltventil	4	177,00 €	0,00	708,0 €
Wegmessung	0	152,00 €	100,00	0,0 €
Kugelhahn mit Schneidring	4	20,20 €	0,00	80,8 €
Rückschlagventil	4	24,80 €	0,00	99,2 €
Panzerschlauch EPDM	0	6,50 €	100,00	0,0 €
Einschraubnippel	24	1,70 €	0,00	40,8 €
Y-Stück	4	5,80 €	0,00	23,2 €
Kugelhahn zum Anschweißen	4	32,10 €	0,00	128,4 €
L Stück	2	1,90 €	0,00	3,8 €
Schraube M16x 55	24	1,00 €	0,00	24,0 €
Mutter M16	16	0,30 €	0,00	4,8 €
Senkkopfschraube M4x8	46	0,01 €	0,00	0,5 €
Inbusschraube M4x12	10	0,01 €	0,00	0,1 €

Zwischensumme: 1141€

Fertigungskosten				
Bezeichnung			Reduktion [%]	Kosten/Pumpe
Schweißen			50	500 €
Mechanische Bearbeitung			71,4	1000€

Zwischensumme: 1500 €

52,46

Gesamtsumme
2973 €

7 ERSTE MESSERGEBNISSE

In diesem Kapitel werden kurz die ersten Messergebnisse der Inbetriebnahmephase der DoublePump vorgestellt. Dabei wird zu Beginn die Integration der DoublePump in den AKM - Kreislauf dargestellt. Dann werden die Ergebnisse der Simulation mit den Messdaten validiert. Abschließend erfolgt eine Darstellung der erreichten Kältemittelleistung und der Effizienz des Gesamtsystems. Für weitere Informationen siehe Arnitz (2016).

7.1 Integration der DoublePump in die AKM

Abbildung 7-1 zeigt den schematischen Aufbau des PinkChillers inklusive der vorhandenen Messstellen. Zusätzlich ist die Einbindung der Pumpe in das Gesamtsystem dargestellt, es handelt sich hierbei um die Thermopumpe wobei die Einbindung für die DoublePump identisch ist. Die für den Simulationsvergleich interessanten Messwerte sind:

- Massenstrom der RL \dot{m}_{RL} (gemessen nach der Pumpe)
- Massenstrom des AD \dot{m}_{AD} (gemessen vor der Pumpe)
- Drücke des AD p_{KAD1} und p_{KAD2} (gemessen in den jeweiligen Kammern)
- Drücke der RL p_{KRL1} und p_{KRL2} (gemessen in den jeweiligen Kammern)

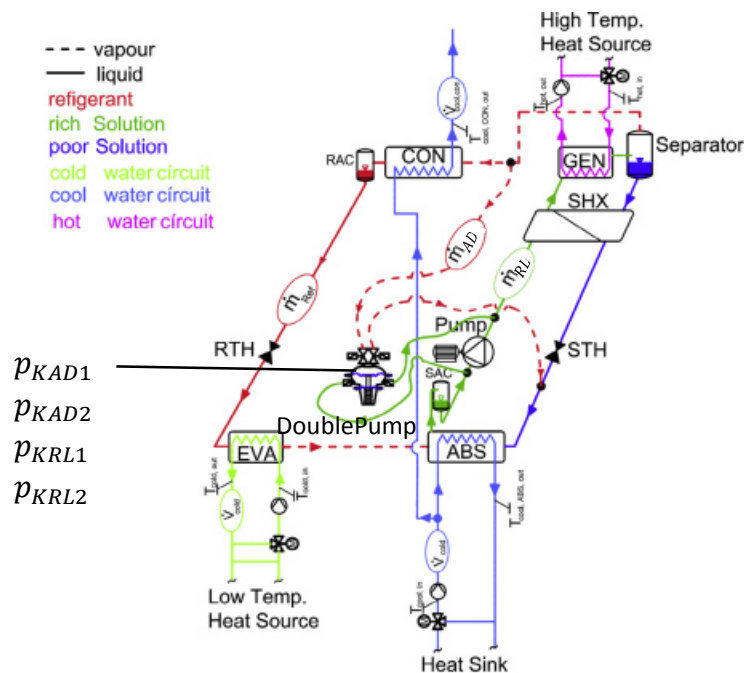


Abbildung 7-1: Schematischer Testaufbau der DoublePump im PinkChiller „PC19“ (Zotter und Rieberer, 2015)

7.2 Validierung des Simulationsmodells mit den Messdaten

Die Simulation wurde mit den in Tabelle 7-1 angegebenen Prozessparametern an die Messung angepasst. Die Annahme- und Konstruktionswerte sind bis auf den $k_{VgesSchalt}$ (jetzt $2,2 \left[\frac{m^3}{h} \right]$) den hub (jetzt $0,0144 [m]$) und dem f_{konb} (jetzt $0,5\%$) identisch mit jenen aus Kapitel 5.3.

Tabelle 7-1: Prozessparameter Messung und Simulation

$t_{Schalt} [s]$	$\rho_{ND} [bar]$	$\rho_{HD} [bar]$	$T_1 [^\circ C]$
3,1	6,29	11,53	80

In Abbildung 7-2 sind Messergebnisse für die Drücke (oben) und die Massenströme (\dot{m}_{RL} unten links und \dot{m}_{AD} unten rechts) über der Zeit aufgetragen. Im Vergleich dazu befinden sich in Abbildung 7-3 die Verläufe mit den Werten aus der Simulation.

Die Bedeutung der Verläufe an sich wurde bereits in Kapitel 5.3 erklärt, aus diesem Grund wird hier nur auf die Unterschiede bzw. die Gemeinsamkeiten von Messung und Simulation eingegangen. Es ist gut zu erkennen, dass sich sowohl die Verläufe ähnlich sind als auch die Zahlenwerte gut übereinstimmen.

Im Druckverlauf zeigen sich auf der Hoch- und Niederdruckseite am Ende des Hubes Unterschiede. Bei der Simulation wurde davon ausgegangen, dass die Ventile während der Standzeit über geöffnet sind, in der Realität aber waren während der Standzeit alle Ventile geschlossen. Dies führt zu einem Druckanstieg des Niederdrucks und einem Druckabfall des Hochdrucks.

Die Verläufe der gemessenen Massenströme sind etwas „abgerundeter“ als jene der Simulation. Dies liegt zum einen daran, dass die Massenströme nicht direkt in der Pumpe sondern etwas davor bzw. danach (siehe Abbildung 7-1) gemessen werden und somit eine gewisse Verzögerung und Dämpfung des Ergebnisses bewirkt wird. Weiters sind die Massenströmmessgeräte träge was zu einer weiteren Verzögerung führt. Der leichte Massenstromabfall beim Ausströmen des AD in der Simulation kann bei der Messung nicht festgestellt werden da hier nur der zuströmende Massenstrom gemessen wird.

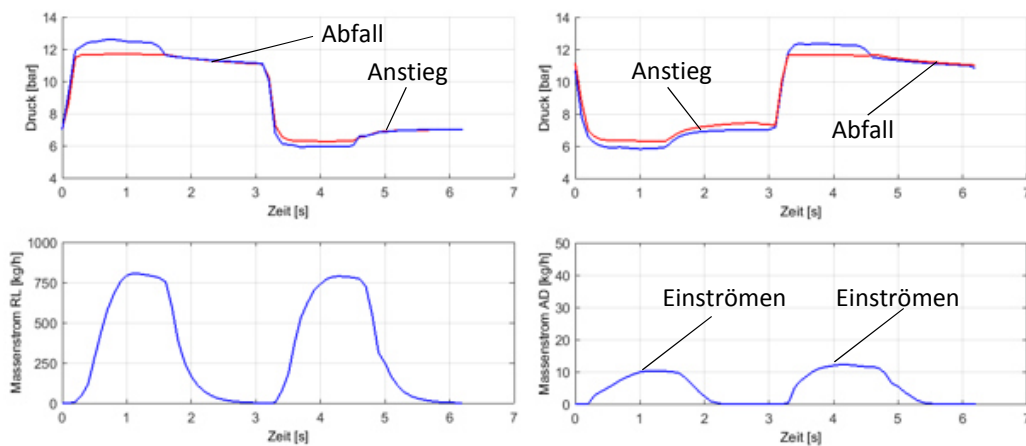


Abbildung 7-2: Messergebnisse DoublePump

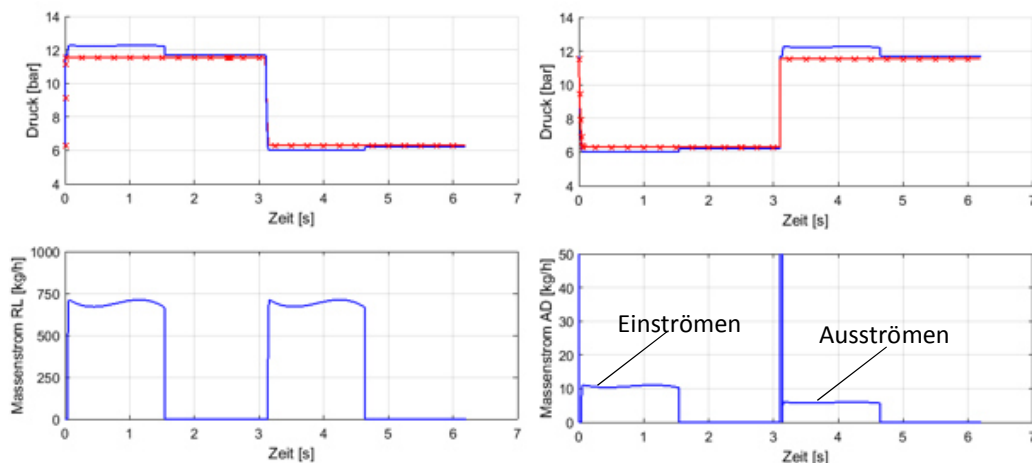


Abbildung 7-3: Simulationsergebnisse DoublePump

Zusätzlich zu den oben angeführten Verläufen wurden noch die Mittelwerte der Massenströme ermittelt und miteinander verglichen. Bei den Mittelwerten aus der Messung handelt es sich um gemittelte Messwerte über einen Zeitraum von 800 Sekunden. Bei der Simulation wurde nur der Mittelwert über einen Schaltzyklus gebildet, da sich dieser bei wiederholter Rechnung nicht verändert. Die Ergebnisse sind in Tabelle 7-2 gegenübergestellt. Diese unterscheiden sich nur um 3% bei \dot{m}_{RL} und um 5,7% bei \dot{m}_{AD} .

Tabelle 7-2: Mittlere Massenströme aus Messung und Simulation

	$\dot{m}_{RL} \left[\frac{kg}{h} \right]$	$\dot{m}_{AD} \left[\frac{kg}{h} \right]$
Messung	324,6	5,25
Simulation	334,9	5,57

Die gute Übereinstimmung sowohl der Verläufe als auch der mittleren Massenströme zeigt, dass die Simulationsparameter richtig gewählt wurden und die getroffenen Annahmen zulässig sind. Daraus folgt, dass diese Simulation für weitere Betrachtungen verwendet werden kann. Zusätzlich zeigen die Messdaten, dass die entwickelte DoublePump funktioniert und alle Anforderungen im Betrieb erfüllt sind.

7.3 Gemessene Kälteleistung und Effizienz des Gesamtsystemes

Zusätzlich zu den Werten, die dem Vergleich mit der Simulation dienten, wurden noch Leistungskennzahlen wie der COP (Coefficient of Performance) und die Kälteleistung Q_0 bei verschiedenen Betriebspunkten ermittelt. Hierfür wurden die Volumenströme und die Temperaturen an den jeweiligen externen Kreisen gemessen. Die Definition des COP ist in Glg. 7-1 dargestellt und beschreibt die für die Kälteleistung \dot{Q}_{Verd} benötigte Heizleistung \dot{Q}_H .

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_H} \quad \text{Glg. 7-1}$$

Die Messergebnisse sind in Abbildung 7-4 dargestellt. Die unterschiedlichen Messpunkte entsprechen verschiedenen Kühlwassereintrittstemperaturen. Es ist ersichtlich, dass sowohl die Kälteleistung als auch der COP mit steigender Kühlwassereintrittstemperatur fällt, dies ist aber zum größten Teil auf das Systemverhalten der AKM und nicht auf die DoublePump alleine zurückzuführen.

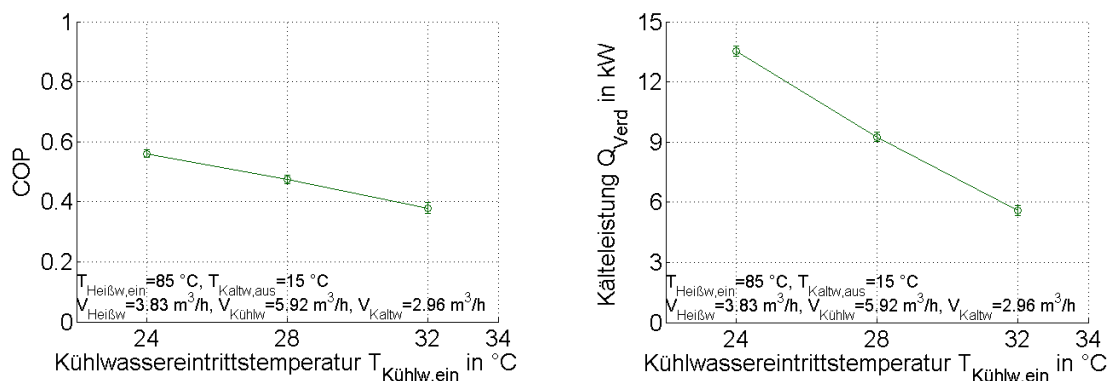


Abbildung 7-4: Gemessener COP-Verlauf (links) und Kälteleistungsverlauf (rechts)

8 ZUSAMMFASSUNG UND AUSBLICK

Der Schwerpunkt dieser Arbeit lag auf der simulationsgestützten Auslegung und Konstruktion einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für eine Ammoniak/Wasser Kälteanlage. Dabei konnte auf vorhandene Erfahrungswerte, welche in vorhergegangenen Projekten gewonnen wurden, zurückgegriffen werden. Um Eingangparameter für die Simulation und die Eignung einiger Materialien zu überprüfen wurden Versuche durchgeführt. Die Pumpenfertigung wurde dann von einem Industriepartner übernommen. Abschließend wurde die Pumpe am IWT in Betrieb genommen.

In den Vorversuchen wurden der Kraftverlauf der Membran und die Reibkraft der Dicht- und Führungsringe sowie deren Ammoniakbeständigkeit zur weiteren Verwendung in der Simulation ermittelt. Dabei ergab sich, dass eine PTFE-Membran und Dicht- bzw. Führungsringe auf PTFE-Basis mit Glas und MoS₂ Einlagerungen ideal für die DoublePump sind. Darüber hinaus wurde der Kurzschlussmassenstrom von 3/2-Wegeventilen, dieses wurde jedoch aufgrund der hohen Kosten nicht verwendet.

Das Simulationsmodell ermöglicht eine eingehende Analyse des Pumpvorganges. Wobei es möglich ist sowohl geometrische Parameter inklusive der Ventilgröße als auch die für den Betrieb relevanten Drucklagen zu variieren und so die Auswirkung auf Massenstrom RL und AD sowie die erforderliche Zeit für einen Hub zu ermitteln. Daraus ergab sich, dass eine Schaltzeit von ca. 2,5 Sekunden ideal ist und die Ventile einen kv-Wert von ca. 2,2 m³/h haben sollen.

Anschließend wurden basierend auf den in der Simulation ermittelten Hauptabmessungen verschiedene Konzeptvarianten untersucht, wobei der Fokus darauf lag einen funktionalen und kostengünstigen Prototypen herzustellen. Um die Fertigungskosten niedrig zu halten, wurde die Verwendung von Norm- und Standardteilen berücksichtigt. Die Zukaufteile (Membran, Magnetventile, ...) wurden über eine europaweite Marktrecherche ausgewählt, um die idealen Bauteile für den gewünschten Verwendungszweck zu finden.

Bei der Montage und der Inbetriebnahme wurden noch kleinere Verbesserungen durchgeführt, um die ordnungsgemäße Funktion der Dichtflächen und des Anschlages sicherzustellen. Abschließend wurden die ersten Messergebnisse ausgewertet, um die Funktion der DoublePump festzustellen und die Simulation zu validieren. Dadurch wurde festgestellt, dass alle getroffenen Annahmen zulässig waren, die Simulation vernünftige und mit der Realität vergleichbare Werte liefert.

Für die weitere Zukunft der Pumpe spielt auch der Kostenfaktor eine wesentliche Rolle, aus diesem Grund wurden die Kosten des Prototypen mit jenen einer Kleinserie verglichen und ausgewertet. Es zeigte sich dabei ein Kostenreduktionspotential von ca. 52% für die Kleinserie.

Abschließend kann festgehalten werden, dass sowohl die Effizienz als auch die Kälteleistung der AKM im Betrieb mit der DoublePump den Erwartungen entspricht und somit in Konkurrenz mit der elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe treten kann.

Ausblick

In weiterer Folge wird das Projekt DoublePump im Hinblick auf die Optimierung des COP's der Gesamtanlage durch finden der richtigen Steuerungsparameter für die AKM im Betrieb mit der DoublePump. Zusätzlich werden das stationäre Verhalten der gesamten AKM in verschiedensten Betriebspunkten und das Anfahrverhalten betrachtet. Dabei wird auch versucht das Langzeitverhalten in Bezug auf Wartungsintervalle und Standzeiten zu erforschen.

Während der Montage und den ersten Betriebsstunden hat sich gezeigt, dass die Kolbendichtringe ihre Funktion zur Abdichtung der beiden Pumpräume hervorragend erfüllen. Aus dieser Erfahrung stellt sich die Frage, ob sie anstelle der Membran auch eine gute Alternative zur Abdichtung der AD-Kammern zu den RL-Kammer darstellen. Die Vorteile dieses Konzepts sind eine günstigere Fertigung und geringere Außenabmessungen (Verringerung der Materialkosten und weniger Platzbedarf). Die mögliche Konzeptumsetzung ist in Abbildung 8-1 dargestellt. Wobei eine Überbestimmung durch eine Verwendung von zusätzlichen äußeren Führungsringen vermieden werden soll.

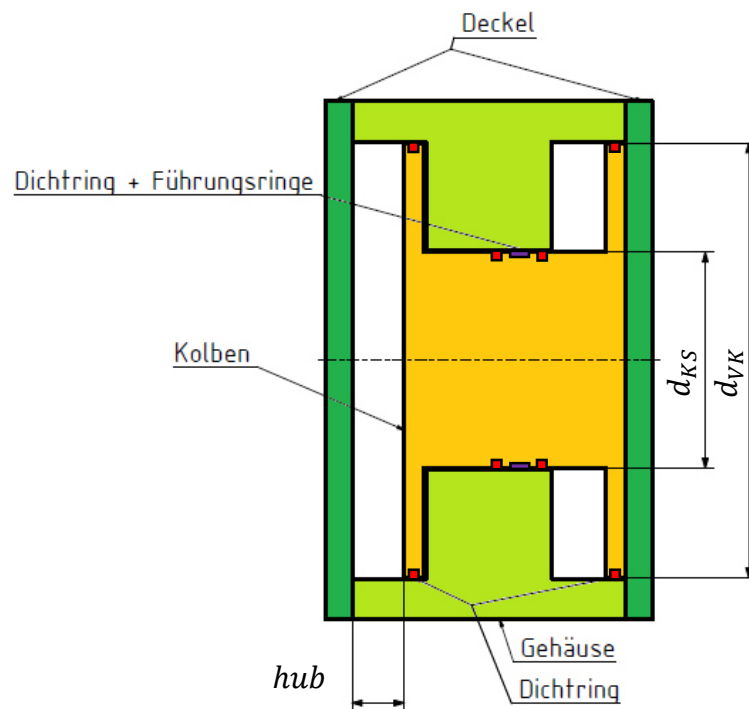
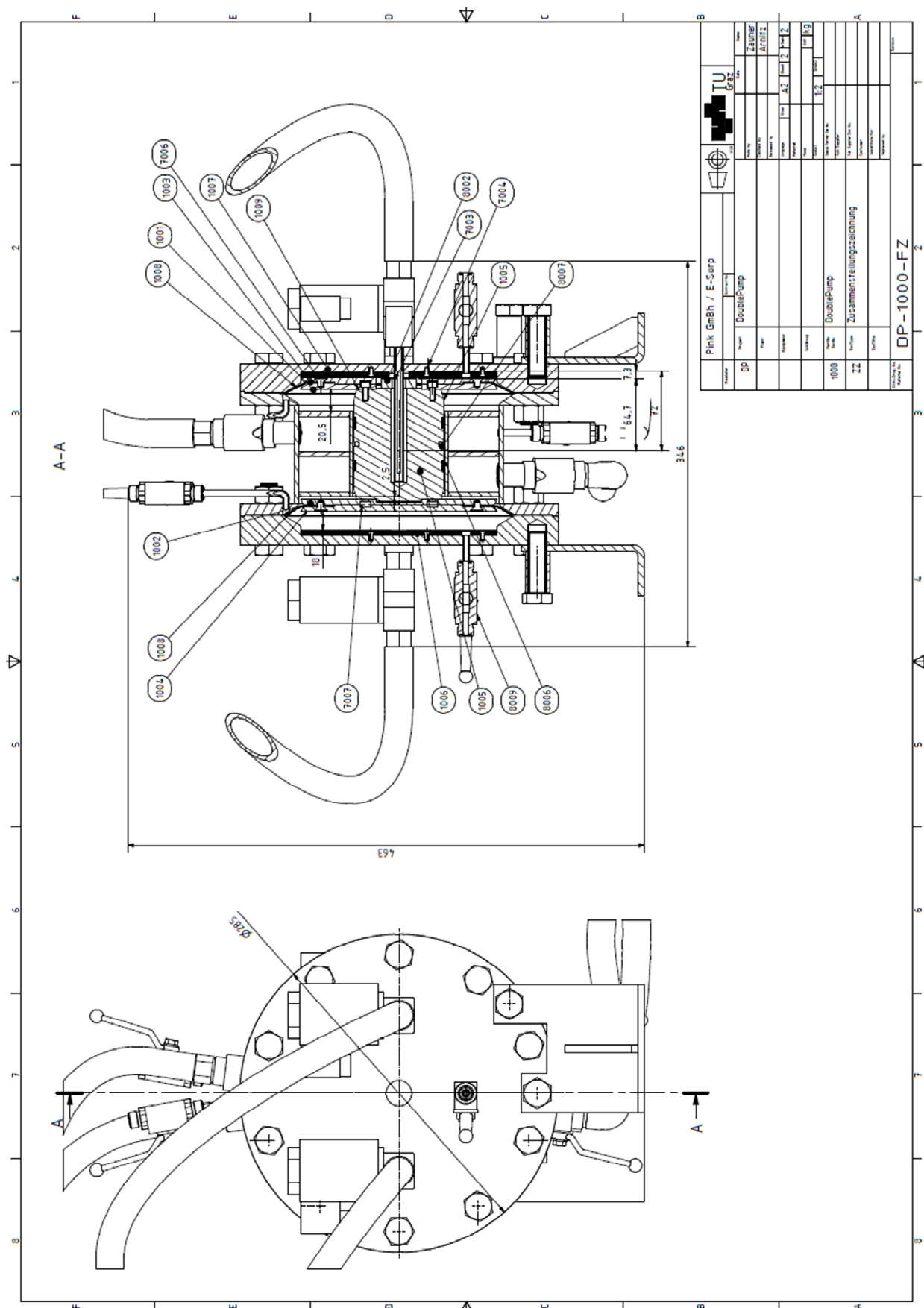


Abbildung 8-1: Konzept der DoublePump ohne Membran


LITERATUR

- ANSYS. 2015. ANSYS Workbench 2.0 Framework V15.0.0. Cary North Carolina: SAS IP, Inc.
- Arnitz. 2016. Bericht zum 3. Projektmeeting "Double Pump". Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz.
- bürkert FLUID CONTROL SYSTEMS. 2016. "Schalt- und Wegeventile (inkl. Magnet- und Prozessventile)." <https://www.buerkert.at/de/produkte/schalt-und-wegeventile-inkl-magnet-und-prozessventile>. (21.4.2016)
- Dichtomatik. 2016. "Hydraulik Katalog." <http://www.bluecreator.biz/cat,Hydraulik-Katalog>. (18.4.2016)
- Dr. Jessberger GmbH. 2016. "Druckluftmembranpumpe, Membranpumpe, Druckluftpumpe." *Jessberger Pumps and Systems*. <https://www.jesspumpen.de/html/druckluftmembranpumpen.html>. (18.4.2016)
- E-Control Austria. 2016. "Tarifkalkulator Anwendung." *E-Control Austria*. <https://www.e-control.at/konsumenten/service-und-beratung/toolbox/tarifkalkulator>. (18.4.2016)
- Engineering Equation Solver. 2015. *Engineering Equation Solver V9.901*. Madison Wisconsin: F-Chart Software.
- Handler, Christian. 2012. "Konzeptumsetzung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für Absorptionswärmepumpen." Diplomarbeit Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Hochenauer, Christoph. 2016. "Formelsammlung Wärmetechnik." Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz.
- KNF Neuberger GmbH. 1996. "Diaphragm Pumps for Transferring and Metering Liquids." *World Pumps* 1996 (362): 34–38. doi:10.1016/S0262-1762(99)81216-4.
- Köhler, Günter, und Hans Rögnitz, eds. 2007. *Maschinenteile. 1: Mit Tabellen und Diagrammen sowie zahlreichen Beispielrechnungen*. 10., überarb. und aktualisierte Aufl. Wiesbaden: Teubner.
- Kotnig, Claudio. 2011. "Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe - Auslegung, Konstruktion und Vorversuche." Diplomarbeit Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Mathematica. 2015. Wolfram Mathematica V10.0.2.0. Champaign Illinois: Wolfram Research, Inc.
- MATLAB. 2015. MATLAB R2015a. Natick Massachusetts: MathWorks, Inc.
- Miara, Marek, Danny Günther, Sebastian Helmling, Thomas Kramer, Marek Bongs, Thore Oltersdorf, Jeannette Wapler, und FIZ Karlsruhe, eds. 2013. *Wärmepumpen: Heizen - Kühlen - Umweltenergie nutzen*. BINE-Fachbuch. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verl.

- Moser, Harald. 2008. "Ammoniak / Wasser-Absorptionswärmepumpe kleiner Leistung zum Heizen und Kühlen." Dissertation Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Niebergall, Wilhelm. 1981. *Sorptionskältemaschinen*. Vol. 7. Handbuch der Kältetechnik. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag.
- Pohlmann, Walter, Christian Hainbach, Norbert Krug, und Institut für Kälte-, Klima- und Energietechnik, eds. 2010. *Pohlmann, Taschenbuch der Kältetechnik: Grundlagen, Anwendungen, Arbeitstabellen und Vorschriften*. 20., überarb. und erw. Aufl. Berlin: VDE-Verl.
- Rieberer, Rene. 2014a. "Folien zu Wärmepumpentechnik." Vorlesungsunterlagen 307.052, Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Rieberer, Rene. 2014b. "Wärmepumpentechnik." Skriptum zur Vorlesung 307.052, Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Röben, Jürgen. 2002. "Sorptionsgestützte Klimatisierung." Apparatebau GmbH. http://www.bine.info/fileadmin/content/Publikationen/Projekt-Infos/Zusatzinfos/2002-08_Zusatzinfo_sorptionsgestuetzte_Klimatisierung_1.pdf (18.4.2016)
- Schweizer, Anton. 2016. "Kv Wert von Ventilen." *Formelsammlung und Berechnungsprogramme für Anlagenbau*. <http://www.schweizer-fn.de/stroemung/kvwert/kvwert.php>. (18.4.2016)
- STASTO Automation. 2016. "Home | STASTO Automation." <http://www.stasto.at/0010/DE/wct/Default.aspx>. (21.04.2016)
- Timischl, Werner. 2013. *Angewandte Statistik: Eine Einführung für Biologen und Mediziner*. 3. Aufl. Lehrbuch. Wien: Springer.
- Vetter, Gerhard, und M. Dehnen, eds. 1998. *Leckfreie Pumpen, Verdichter und Vakuumpumpen*. Essen: Vulkan-Verl.
- Will, Dieter, Norbert Gebhardt, Reiner Nollau, und Dieter Herschel, eds. 2014. *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Systeme*. 6. Aufl. Berlin: Springer Vieweg.
- Zotter, Gerald, und Rene Rieberer. 2015. "Experimental Analysis of a Novel Concept of a 'thermally Driven' Solution Pump Operating a Small-Capacity Ammonia/water Absorption Heat Pumping System." *International Journal of Refrigeration* Volume 60, Seiten 190-205







ANHANG 2 STÜCKLISTE

1	2	3	4	5	6	7
Pos.	Benennung	Material	Abmessungen	Sachnummer/Normbezeichnung	Anzahl	Masse
1001	Kolbenplatte	1.4301	∅175 x 5,5		1	0,91 kg
1002	Kolbenplatte	1.4301	∅175 x 5,5		1	0,93 kg
1003	Kolbenplatte	1.4301	∅175 x 5,5		1	0,85 kg
1004	Kolbenplatte	1.4301	∅175 x 5,5		1	0,90 kg
1005	Kolbenstange	1.4301	∅81 x102		1	3,85 kg
1006	Anschlag	EPDM	∅175 x 4		1	0,10 kg
1007	Anschlag	EPDM	∅175 x 4		1	0,10 kg
1008	Membran		∅175 x1		2	0,02 kg
1009	Dichtung	PTFE	∅75 x1		1	0,00 kg
1010	Distanzhülse	1.4301	∅22 x 2 l=38		4	0,04 kg
1100	Standfuss				2	0,85 kg
1200	Deckel				1	9,0 kg
1300	Deckel				1	8,9 kg
1400	Gehäuse				1	9,65 kg
7001	Sechskantschraube	8.8	M16 x 55	DIN EN ISO 4017	24	0,1 kg
7002	Sechskantmutter	8	M16	DIN EN ISO 4032	20	0,0 kg
7003	Zylinderschraube	8.8	M4 x 12	DIN EN ISO 4762	2	0,01 kg
7004	Senkschraube	8.8	M4 x 8	DIN EN ISO 10642	22	0,00 kg
7006	Senkschraube	8.8	M6 x8	DIN EN ISO 10642	24	0,00 kg
7007	Zylinderschraube	8.8	M5 x 12	DIN EN ISO 4762	12	0,01 kg
8001	Sensor				1	0,1 kg
8002	Magnet		BTL-P_1013-4R	Balluff	1	0,04 kg
8003	Schaltventil		6240	Bürkert	4	0,80 kg
8004	Fitting 1/2"		Artikel Nr. 001496	Edelstahl24	24	0,06 kg
8005	Rückschlagventil				4	0,10 kg
8006	Führungsring		FRK01-172175	Dichtomatik	2	0,01 kg
8007	Kolbendichtung		KPOR30Z-80153	Dichtomatik	1	0,0 kg
8008	Lstück		Artikel Nr. 001058	Edelstahl24	2	0,08 kg
8009	Kugelhahn				4	0,44 kg
8010	Y-Stück 1/2"		Artikel Nr. 001079	Edelstahl24	4	0,08 kg
8011	Schlauch				6	kg
8011a	Schlauch				2	kg
Institut für Wärmetechnik / E-Sorp		Pink GmBh	Allgemeintol. DIN 2768- (m)	Material		
			Datum	Name	Maßstab:	Gewic 48,38 kg
			Boarb.	Zauner	DoublePump	
			Gepr.	Arnitz		
			Norm.			
			 TU Graz <small>Technische Universität Graz</small>		Stückliste zu Zeichnu	Blatt: 1
						DP-1000-ZZ
Zust.	Änderung	Datum	Name			

ANHANG 3 DATENBLATT PTFE

Polytetrafluorethylen (PTFE)

Wir verarbeiten diesen Werkstoff in den Verfahren:

	spezielle Eigenschaften
	chemische Beständigkeit
	Beschreibungstext
	data sheet in english

Werkstoffnummer		1601	
Dichte	ISO 1183	2,16	g/cm ³

Mechanische Eigenschaften

Streckspannung	ISO 527	10	MPa
Reißdehnung	ISO 527	350	%
Zug-E-Modul	ISO 527	420 ¹⁹⁾	MPa
Kugeldruckhärte	ISO 2039-1	28	MPa
Norm für Kugeldruckhärte		H358/30	
Härte Shore (A/D) oder Rockwell (R/L/M)	ISO 868, ISO 2039-2	D55	-

Elektrische Eigenschaften

Dielektrizitätszahl bei 50 Hz	IEC 60250	2,1	-
Dielektrizitätszahl bei 1 MHz	IEC 60250	2,1	-
Dielektrischer Verlustfaktor bei 50 Hz	IEC 60250	0,5	1E-4
Dielektrischer Verlustfaktor bei 1 MHz	IEC 60250	0,7	1E-4
Durchschlagfestigkeit	IEC 60243-1	20 ³⁾	kV/mm
Dicke für Durchschlagfestigkeit		3,2	mm
Spezifischer Durchgangswiderstand	IEC 60093	10 ¹⁶	Ohm · m
Oberflächenwiderstand	IEC 60093	10 ¹⁷	Ohm
Kriechstromfestigkeit CTI	IEC 60112	600	-

Thermische Eigenschaften

Wärmeleitfähigkeit	DIN 52 612	0,24	W/K m
Längenausdehnung längs quer zur Fließrichtung	ISO 11359	130-200	10 ⁻⁶ /K
Schmelz- bzw. Glasübergangstemperatur	ISO 11357	327	°C
Wärmeformbeständigkeit A	ISO 75 HDT/A (1,8 MPa)	50	°C
Wärmeformbeständigkeit B	ISO 75 HDT/B (0,45 MPa)	121	°C
max. Temperatur kurzzeitig		300	°C
max. Temperatur dauernd		260	°C
min. Anwendungstemperatur		-200	°C

Sonstige Eigenschaften

Wasseraufnahme bei Normalklima	ISO 62	<0,1	%
Wasseraufnahme bei Wasserlagerung	ISO 62	<0,1	%
Brennverhalten nach UL 94	IEC 60695-11-10	V-0	-
Transparenz (opak/transluzent/klarsichtig)		opak	

Von Kern GmbH siehe http://www.kern.de/de/technisches-datenblatt/polytetrafluorethylen-ptfe?n=1601_1

ANHANG 4 DATENBLATT 1.4301

Acidur 4301

WERKSTOFFDATENBLATT X5CrNi18-10 1.4301

NICHTROSTENDER AUSTENITISCHER STAHL

CHEMISCHE ZUSAMMENSETZUNG (IN MASSEN-% NACH DIN EN 10088-3)

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	N
min.	-	-	-	-	-	17,5	8,0	-
max.	0,07	1,0	2,0	0,045	0,03	19,5	10,5	0,1

CHEMISCHE ZUSAMMENSETZUNG (IN MASSEN-% NACH ASTM A276)

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
min.	-	-	-	-	-	18,0	8,0
max.	0,08	1,0	2,0	0,045	0,03	20,0	11,0

Kundenspezifische Einschränkungen der Normanalyse sind nach Rücksprache mit der Deutschen Edelstahlwerke GmbH möglich.

VERWENDUNGSHINWEISE

Acidur 4301 ist ein austenitischer Chrom-Nickel-Stahl. Aufgrund der hohen Korrosionsbeständigkeit, der guten Verarbeitungseigenschaften und des attraktiven Aussehens (Ausführungsarten: glanzpoliert, geschliffen oder gebürstet) findet diese Güte in zahlreichen Gebieten Anwendung. Im geschweißten Zustand ist Acidur 4301 jedoch nicht beständig gegen interkristalline Korrosion. Falls ein Schweißen nicht vermieden werden kann, empfiehlt sich die Anwendung von Acidur 4307.

NORMEN UND BEZEICHNUNGEN

DIN EN 10088-3	1.4301 X5CrNi18-10
AISI	304
UNS	S30400
B.S.	304S31
JIS	SUS304
AFNOR	Z7CN18-09
SS	2333
GOST	08Ch18N10
UNE	F.3504

ALLGEMEINE EIGENSCHAFTEN

Korrosionsbeständigkeit	gut
Mechanische Eigenschaften	mittel
Schmiedbarkeit	gut
Schweißbeignung	ausgezeichnet
Spanbarkeit	mittel

BESONDERE EIGENSCHAFTEN

- » polierfähig
- » für Tieftemperaturen geeignet
- » bis 550°C verwendbar
- » verbesserte Zerspanung bei Sondergüte

27/11/2015 20:15:00:46 Seite 01



KORROSIONSBESTÄNDIGKEIT (PREN = 17,5 – 21,1)

Die Bildung von Chromkarbiden auf den Korngrenzen und die damit einhergehende Chromverarmung in den umgebenden Bereichen macht Acidur 4301 anfällig für interkristalline Korrosion. Acidur 4301 ist gemäß DIN EN ISO 3651 Teil 2 nur im Lieferzustand und nicht nach Sensibilisierung beständig gegen interkristalline Korrosion. Acidur 4301 zeigt eine gute Korrosionsbeständigkeit in natürlichen Umweltmedien bei Abwesenheit von größeren Chlor- und Salzkonzentrationen. Jedoch ist dieser austenitische Stahl weder für den Einsatz in Meerwasser noch für den Einsatz in Schwimmbädern geeignet.

Angriffsmittel	Konzentration	Temperatur	Beständigkeit
NaCl	gesättigt	20°C	Gefahr der Lochkorrosion
Meerwasser	-	20°C	Gefahr der Lochkorrosion
Wasserdampf	-	400°C	beständig
Salpetersäure	7 %	20°C	beständig
Schwefelsäure	1 %	20°C	geringer Angriff
Ameisensäure	10 %	20°C	beständig

Grundlage dieser Korrosionsbeständigkeitsangaben sind Laborversuche mit reinen Angriffsmitteln und optimalen Probenkörpern. Hinweis: Bei diesen Ergebnissen handelt es sich um eine unverbindliche Angabe.

SCHWEISSEN

Acidur 4301 ist mit und ohne Schweißzusatzwerkstoff gut schweißbar. Als Schweißzusatz ist 1.4316 (AISI 308L) zu empfehlen. Die maximale Zwischenlagentemperatur beträgt 200°C. Wenn der Kohlenstoffgehalt im oberen Bereich liegt, sollte nach dem Schweißen ein Lösungsglühen erfolgen. Ist keine Wärmebehandlung vorgesehen, empfiehlt sich die Verwendung der kohlenstoffärmeren Variante Acidur 4307. Die Korrosionsbeständigkeit wird durch die Wärmebringung beim Schweißen beeinflusst.

SCHMIEDEN

Acidur 4301 wird üblicherweise langsam auf ca. 1150°C - 1180°C erwärmt, so dass im Temperaturbereich zwischen 1180°C - 950°C geschmiedet werden kann. Die Abkühlung findet an Luft oder in Wasser statt. Anlauffarben oder Zunder reduzieren die Korrosionsbeständigkeit und müssen durch chloridfreie chemische oder mechanische Verfahren beseitigt werden.

KALTUMFORMUNG

Acidur 4301 ist nach DIN EN 10263-5 für die Kaltmassivumformung geeignet. Auf besseres Kaltumformungsverhalten modifizierte Analysen sind auf Anfrage verfügbar.

