

Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe – Auslegung, Konstruktion und Vorversuche

von

Claudio Kotnig

als Diplomarbeit der Kommission zur Abhaltung der dritten Diplomprüfung
der Studienrichtung Maschinenbau an der Technischen Universität Graz
über das Institut für Wärmetechnik vorgelegt.

Beurteiler

Ao.Univ-Prof. DI Dr.^{techn} René Rieberer

Betreuer

DI Gerald Zotter

Graz, im Dezember 2011

Eidesstattliche Erklärung

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.

Graz, am
(Unterschrift)

KURZFASSUNG

Titel: Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe – Auslegung, Konstruktion und Vorversuche

Autor: Claudio Kotnig

1. Stichwort: Absorptionsanlagen
2. Stichwort: Membranen
3. Stichwort: Förderleistung und Effizienz

Die Diplomarbeit befasst sich mit der Auslegung und Konstruktion eines neuartigen Konzepts für eine Lösungsmittelpumpe für die Anwendung in $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlagen, sowie experimentelle Untersuchungen dieser hinsichtlich Förderverhalten und Effizienz in einem dafür ausgelegten Versuchsstand.

Die bis heute in $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlagen kleiner Leistung ($< 20 \text{ kW}$) eingesetzten mechanischen Lösungsmittelpumpen sind komplex aufgebaut und arbeiten ineffizient. Eine thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe dürfte hinsichtlich verschiedener technischer Anforderungen Vorteile mit sich bringen.

Die entwickelte Pumpe wird mit abgezapftem Kältemitteldampf aus dem Generator der Absorptionsanlage angetrieben. Die Antriebsenergie der Pumpe wird über die Heizwärme zugeführt.

Zwei unterschiedlich große, miteinander verbundene Membranen werden alternierend mit Kältemitteldampf verschieden großen Druckes beaufschlagt. Dies führt zu einer oszillierenden Hubbewegung, die zum Pumpen der Lösung genutzt wird.

Im Zuge der Diplomarbeit wurde eine mit Druckluft betriebene Pumpe konstruiert und gefertigt, mit der das „ungefährliche“ Medium Wasser gefördert wurde. Die Pumpe wurde in einem Versuchsstand integriert, in dem unterschiedliche Betriebspunkte simuliert und untersucht, Membranwerkstoffe getestet und das Verhalten der Pumpe im Betrieb beobachtet wurde, um Rückschlüsse für die Entwicklung der $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Lösungsmittelpumpe zu ziehen.

Der spezifische Luftbedarf (Volumen verbrauchte Druckluft / Volumen geförderte Wassermenge) der realisierten Pumpe fiel auch in den effizientesten Betriebspunkten noch mehr als doppelt so hoch aus als erwünscht. Es wurde Wasser mit einer maximalen Förderleistung von 150 lit / h gepumpt und die Vorgabe von 200 lit / h nicht erreicht. Optimierungspotentiale konnten in der Konstruktion, der Dimensionierung und der Regelung der Pumpe gefunden werden.

ABSTRACT

Title: Thermally Driven Solution Pump – Design, Construction and Pretrials

Author: Claudio Kotnig

1st keyword: absorption machine

2nd keyword: membranes

3rd keyword: conveying performance and efficiency

This diploma thesis deals with the dimensioning and the construction of a novel concept for a solution pump to be used in a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -absorption machine, as well as the experimentally examinations of the pump's conveying characteristic and efficiency, realized in a test stand built for this purpose.

To date the mechanical solution pumps in $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -absorption machines with small capacity (< 20 kW) have a complex design and operate inefficiently. A thermally driven solution pump could have advantages in terms of various requirements.

The developed pump is powered by vaporized refrigerant, bled from the absorption machine's generator. The pump's driving energy is supplied with the thermal heat.

Two unequally sized, connected membranes are alternately charged with vaporized refrigerant of different pressures. This leads to an oscillating stroke movement, used to pump the solution.

For this diploma thesis a pump driven by compressed air was designed and constructed to convey harmless water. The pump was embedded in a test stand to simulate and examine varying operating conditions, test membrane materials and observe the characteristics while running, in order to draw conclusions for the development of the $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -solution pump.

The specific consumption of compressed air (volume of used compressed air / volume of conveyed water) of the realized concept was double as high as requested, even in the most efficient working points. The demand to maintain a conveying performance of 200 lit / h couldn't be achieved, the maximum delivery rate was 150 lit / h. Rooms for improvement could be found in the construction, the dimensioning and the control of the pump.

INHALTSVERZEICHNIS

THERMISCH ANGETRIEBENE LÖSUNGSMITTELPUMPE – AUSLEGUNG, KONSTRUKTION UND VORVERSUCHE

1 EINLEITUNG **1**

2 ABSORPTIONSANLAGEN **3**

2.1	Absorption	3
2.2	Stoffpaarungen	4
2.3	Absorptionsanlage mit elektrisch angetriebener Pumpe	4
2.4	Coefficient of Performance	5
2.5	$\lg p$, $1/T$ -Diagramm	7

3 LÖSUNGSMITTELPUMPEN **10**

3.1	Anforderungen	10
3.2	Konzepte für thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpen	11
3.2.1	Antrieb durch arme Lösung und Kältemitteldampf in Expansionsmaschinen	11
3.2.2	Antrieb durch Kältemitteldampf und Schwerkraft	11
3.2.3	Antrieb durch arme Lösung und Kältemitteldampf in einer Kolbenpumpe	12

4 KONZEPT DER THERMISCH ANGETRIEBENEN LÖSUNGSMITTELPUMPE **14**

4.1	Coefficient of Performance	14
4.2	Funktionsweise der Pumpe	17
4.2.1	Druckhub	17
4.2.2	Saughub	21
4.2.3	Förderung	22
4.2.4	Membrane statt Kolben	24
4.2.5	Kältemittelbedarf	27
4.3	Konstantdruckprinzip vs. Gleitdruckprinzip	28
4.4	Simulation des dynamischen Verhaltens der Pumpe	29
4.4.1	Kreislauf der simulierten Anlage	30
4.4.2	Numerische Simulation bzgl. transienten Förderverhaltens	31
4.4.3	Der Algorithmus	32
4.4.4	Ergebnisse der Simulation	36

5 KONSTRUKTION **38**

5.1	1. Ausführung der druckluftbetriebenen Pumpe	38
5.2	Membranen	42

5.2.1	Membranen aus unverstärktem EPDM 4660	44
5.2.2	Membranen aus nylonverstärktem EPDM	44
5.2.3	Einbau der Membranen	45
5.3	Überprüfung der Dichtheit	45
5.4	2. Ausführung der druckluftbetriebenen Pumpe	46

6 VERSUCHSSTAND **50**

6.1	Aufbau des Versuchstandes	50
6.1.1	Luftversorgung	50
6.1.2	Wasserkreislauf	51
6.2	Komponenten des Versuchstandes	51
6.2.1	Druckminderer	51
6.2.2	Hochdruckbehälter	51
6.2.3	Schwimmer	52
6.2.4	Magnetventile für den Druckluftbetrieb	52
6.2.5	Manometer	53
6.2.6	Ausgleichsbehälter	53
6.2.7	Balgengaszähler	53
6.2.8	Strangreguliertventile	53
6.2.9	Rückschlagventile	53
6.2.10	Entlüftungstopf	54
6.2.11	Coriolismassenstrommessgerät	54
6.2.12	Magnetventil Wasser	54
6.2.13	Waage	54
6.3	Entlüftung des Versuchstandes	54
6.4	Mess- und Regelungstechnik	55
6.4.1	Gantner Module	55
6.4.2	Druckmessung von Luft und Wasser vor Austritt aus der Pumpe	56
6.4.3	Wassermassenstrommessung	56
6.4.4	Wassermasse	56
6.4.5	Luftvolumen	56
6.4.6	Messunsicherheiten	57
6.4.7	Pegelregelung im Sammler	62
6.4.8	Regelung der Magnetventile für die Druckluft	64

7 MESSUNGEN **66**

7.1	Überprüfung der Massenstrommessung bei instationären Verhältnissen	66
7.2	Berechnung des spezifischen Druckluftbedarfs	70
7.2.1	Messunsicherheit des spezifischen Druckluftbedarfs	71
7.2.2	Theoretisch minimaler spezifischer Druckluftbedarf	72
7.3	Effizienz der Pumpe	72
7.4	Messreihen mit EPDM 4660 als Membranwerkstoff	74
7.4.1	Einfluss unterschiedlicher Schaltzeiten	74
7.4.2	Einfluss unterschiedlicher Differenzdrücke	78
7.4.3	Druckgradientenanomalie	83
7.4.4	Einfluss unterschiedlicher Anlagenverluste	85
7.4.5	Messung der maximalen Förderleistung	87
7.5	Messreihen mit nylonverstärktem EPDM als Membranwerkstoff	91
7.5.1	Einfluss unterschiedlicher Differenzdrücke	91
7.5.2	Einfluss unterschiedlicher Anlagenverluste	94
7.5.3	Messung der maximalen Förderleistung	96

8 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK 101

LITERATUR 104

ABBILDUNGSVERZEICHNIS 105

ANHANG 108

NOMENKLATUR

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m ²
a	Beschleunigung	m / s ²
B	stoffspezifische Konstante	
b	spezifischer Bedarf	-
C	Kapazität	F
c	Federsteifigkeit	N / m
COP	Coefficient of Performance	-
D	Durchmesser	m
d	Dämpfung	kg / m
d	mathematische Konstante	-
F	Kraft	N
f	spezifischer Lösungsumlauf	-
f	Fehler	-
H	Hub	m
k	mathematische Konstante	-
L	Wärmetönung	J / kg
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg / s
N	Anzahl	-
P	Leistung	W
p	Druck, Druck über Atmosphäre	N / mm ²
p _v	Druckverlust	N / mm ²
Q	Wärme	J
\dot{Q}	Wärmeleistung	W
q	mathematische Variable	
R	elektrischer Widerstand	Ω
R	spezifische Gaskonstante	J / (kg · K)
r	Verdampfungswärme	J / kg
Re	Reynoldszahl	-
S	Störfunktion / Anregung	N
s	Standardabweichung	-
T	Absolute Temperatur	K
t	Dicke	mm
t	Zeit	s
U	Umfang	m
u	Messunsicherheit	
V	Volumen	m ³
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ / s
v	Geschwindigkeit	m / s
v'	spezifisches Volumen der flüssigen Phase	m ³ / kg
v''	Spezifisches Volumen der dampfförmigen Phase	m ³ / kg
W	Arbeit	J
x	Weg, Position	m
δ	Überdruckkennzahl	-
η	Wirkungsgrad	-
κ	Isentropenexponent	-
λ	Fördergrad	-
μ	Mittelwert	-
ν	kinematische Viskosität	m ² / s
ξ	Konzentration	-
ρ	Dichte	kg / m ³
σ	Spannung	N / mm ²
φ	Verhältnis	-

Index / Abk.	Bezug	Index / Abk.	Bezug
0	Verdampfer	m	Gemittelt, Masse, Massenstrom
1	arbeitsraumseitig	min	Minimum
2	federraumseitig	max	Maximum
12	Stößel	MV	Magnetventil
4	Messsignal 4 mA	ND	Niederdruck
20	Messsignal 20 mA	NH ₃	Ammoniak
A	Absorber	OT	oberer Totpunkt
ABS	Absorber	P	Pumpe
AL	arme Lösung	p	Druck
Alp	Alphaline Drucktransmitter	PM	Pumpmembran
AR	Arbeitsraum	Pro	Promass 63 Massenstrommessgerät
bdl	Druckluftbedarf	Q	Spannungsquelle
Cry	Crystal Drucktransmitter	R	Rückstellung
D	Druckhub	RAC	Hochdrucksammler
d	Dampf, Dämpfung	Ref	Referenz
DEP	Dephlegmator	rel	relativ
DL	Druckluft	RHX	Kältemittelwärmetauscher
DM	Dichtmembran	RL	reiche Lösung
dyn	Schwingungs-DGL	RV	Rückschlagventil
E	Messergebnis	S	Saughub
EA	Eintritt, Austritt	SAC	Niederdrucksammler
eff	effektiv	SHX	Lösungswärmetauscher
F	Feder	sim	Simulation
Flu	Fluke	So	Sorbat
FR	Federraum	sta	statistisch
G4	G4 RF1 Balgengaszähler	sys	systematisch
Gan	Gantner Modul e.bloxx A3	th	theoretisch
GEN	Generator	U	Umgebung
GX	GX 6100 AND Waage	UT	unterer Totpunkt
H	Generator, Heizanwendung	vol	volumetrisch
H ₂ O	Wasser	W	Wasser
HD	Hochdruck	Δ	Differenz, Änderung
i	Counter	'	reduzierte Größe
K	Kolbenpumpe	-	Messgröße
KM	Kältemittel	()	numerischer Zeitschritt
L	Lösung		

1 EINLEITUNG

Die Bereitstellung von Kälte bzw. Wärme für technische Prozesse und die Gebäudeklimatisierung nimmt durch die Zunahme der Weltbevölkerung, der fortschreitenden Industrialisierung und den damit verbundenen Anstieg des Lebensstandards einen immer höheren Stellenwert ein. In Anbetracht des kontinuierlich steigenden Bedarfs, rücken die Treibhausproblematik und der verantwortungsvolle Umgang mit knappen und teurer werdenden Rohstoffen in den Mittelpunkt des Interesses. Energieeffiziente Wärmepumpensysteme bergen ein großes Potential in Bezug auf die wirtschaftlichen und technischen Anforderungen.

Eine Alternative zu den häufiger eingesetzten Kompressionsanlagen zur Erzeugung von Kälte bzw. Wärme sind Absorptionsanlagen, die den Großteil ihrer Antriebsenergie in Form von Wärme beziehen. Diese Art der Antriebsenergie muss nicht zwangsläufig teuer und aufwendig produziert werden, sondern kann durch regenerative Energiequellen (z.B. Sonne, Biomasse) oder in Form von Abwärme bereit gestellt werden.

Eine zentrale Komponente bestehender $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlagen bildet eine elektrisch angetriebene Lösungsmittelpumpe mit verhältnismäßig kleinem Leistungsbedarf in Relation zur gesamten Anlage. Vor allem für Anlagen kleiner Leistung ($< 20 \text{ kW}$) sind nur wenige zufrieden stellende Pumpen auf dem Markt erhältlich. Die bis heute realisierten Pumpen arbeiten in der Regel ineffizient und sind sehr komplex aufgebaut. Die Konstruktion einer wartungsarmen Pumpe, die unter dem aggressiven Einfluss des Mediums zuverlässig fördert, war das Ziel dieser Diplomarbeit. Ein Pumpenkonzept zu entwickeln, das all diesen Anforderungen entspricht, sich aber durch geringere Kosten und höhere Effizienz auszeichnet, kann einen wesentlichen Beitrag zur Nutzung von Absorptionsanlagen, und damit deren Vorteile, leisten.

Das neuartige Konzept einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe bezieht ihre Antriebsenergie über die zugeführte Heizwärme im Generator einer Absorptionsanlage. Die Verwendung von Membranen statt eines Kolbens ermöglicht eine einfache, wartungsfreie und hermetisch dichte Bauweise der Pumpe. Das Konzept reduziert jedoch die Effizienz der gesamten Absorptionsanlage. Um die Abnahme der Effizienz gering zu halten, muss die Pumpe selbst möglichst verlustfrei arbeiten.

Aufgrund der Toxizität von Ammoniak wurde für eine Vorversuchsreihe eine billige, einfach erweiter- und änderbare Pumpe gefertigt, die in einem Versuchsstand, mit Druckluft und Wasser betrieben wurde.

Im Zuge der Tests wurden Erkenntnisse über das Verhalten der Pumpe unter verschiedenen Betriebsbedingungen gewonnen und es konnten Rückschlüsse für die Weiterentwicklung dieser thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe gezogen werden.

Im Wesentlichen konnte gezeigt werden, dass das Konzept funktioniert und maßgebliche Parameter und Einflüsse gefunden werden, um Förderleistung und Effizienz zu verbessern. Diese Informationen helfen bei der Entwicklung der thermischen Lösungsmittelpumpe, die in eine bereits bestehende $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlage eingebaut werden soll.

In dieser Diplomarbeit werden zunächst die Grundlagen zum Verständnis einfacher Absorptionswärmepumpenprozesse beschrieben und ausgewählte, bereits bestehende Konzepte von thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpen vorgestellt.

Anschließend wird das Konzept und das Funktionsprinzip einer mit Kältemitteldampf (und Feder) betriebenen Lösungsmittelpumpe erläutert und die Auslegung und Konstruktion einer Pumpe für Vorversuche inkl. den Aufbau eines Versuchsstandes mit all seinen Komponenten beschrieben.

Abschließend werden die Messergebnisse präsentiert und die Resultate, sowie die daraus ableitbaren Schlussfolgerungen hinsichtlich einer möglichen Weiterentwicklung zusammengefasst.

2 ABSORPTIONSANLAGEN

In Kompressionsanlagen durchläuft ein Kältemittel einen linksläufigen, thermodynamischen Kreisprozess, in dem durch Zufuhr von mechanischer Arbeit, Wärme auf ein höheres Temperaturniveau gehoben wird. Die mechanische Arbeit wird der Anlage durch einen Verdichter zugeführt.

In Absorptionsanlagen erfolgt der Antrieb des Kreisprozesses durch Zufuhr von Wärme. Hierfür ist ein geeignetes Arbeitsstoffpaar notwendig. Anstelle des mechanischen Verdichters tritt ein „thermischer Verdichter“, dem Heizwärme auf höherem Temperaturniveau zugeführt werden muss. Im „thermischen Verdichter“ selbst, wird ebenfalls ein Kreisprozess durchlaufen, in dem die notwendige Arbeit zum Antrieb des Kältemittelkreislaufs bereit gestellt werden soll (Niebergall 1959).

2.1 Absorption

Abhängig von den Polaritäten zweier unterschiedlicher Medien kann eine gewisse Menge eines gasförmigen Stoffes, dem Sorbat, in einem flüssigen Stoff, dem Lösungsmittel oder Sorbens, gelöst werden. Bei Absorptionsvorgängen bindet das Sorbens das Sorbat unter Freisetzung der Lösungswärme. Das zuvor gasförmige Sorbat kondensiert unter Abgabe der Verdampfungswärme, um mit dem Lösungsmittel eine homogene Flüssigkeit, die Lösung, zu bilden. Die Summe dieser zwei frei werdenden Wärmen heißt Wärmetönung, die, um die Löslichkeit nicht einzuschränken, abgeführt werden sollte (Niebergall 1959).

Je höher die Temperatur des Lösungsmittels ist, desto geringer ist seine Fähigkeit gasförmige Medien in sich zu lösen. Abhängig von Temperatur und Druck kann also eine gewisse Menge des gasförmigen Stoffes (des verdampften Kältemittels) aufgenommen werden (Rieberer et al. 2009). Das Massenverhältnis der Masse des Sorbats zur Gesamtmasse (der Lösung) heißt Konzentration.

\dot{m}_{So}	... Sorbatmassenstrom
\dot{m}_L	... Lösungsmassenstrom
ξ	... Konzentration

$$\xi = \frac{\dot{m}_{So}}{\dot{m}_L} \quad \text{Gl.2-1}$$

Die Sättigungskonzentration sinkt mit steigender Temperatur und fallendem Druck.

Der gelöste Stoff kann durch Zufuhr von Wärme aus dem Lösungsmittel ausgetrieben und die zwei Medien getrennt werden. Diesen Vorgang nennt man Desorption (Rieberer et al. 2009).

2.2 Stoffpaarungen

Im Laufe der Entwicklung der Absorptionsanlagen wurden viele Stoffpaarungen Kältemittel/Lösungsmittel ausprobiert. Zwei dieser Paarungen erwiesen sich mit der Zeit als besonders geeignet (Rieberer et al. 2009):

1) Kältemittel: Ammoniak (NH_3) / Lösungsmittel: Wasser (H_2O)

Ammoniak löst sich sehr gut in Wasser, hat eine große Verdampfungswärme und kann für Kühlzwecke unter $0\text{ }^\circ\text{C}$ verwendet werden. Nachteile von Ammoniak sind seine Korrosivität, seine Giftigkeit und seine bedingte Brennbarkeit. Sein stechender Geruch selbst bei kleinsten Mengen dient aber als „gutes Warnsystem“ bei Leckage einer Anlage.

2) Kältemittel: Wasser (H_2O) / Lösungsmittel: Lithiumbromid (LiBr)

Diese Stoffpaarung, bestehend aus zwei für den Menschen und die Umwelt ungefährliche Stoffe, hat zwei große Nachteile. Der Tripelpunkt des Kältemittels Wasser liegt bei $0\text{ }^\circ\text{C}$ und ist damit die Untergrenze der erreichbaren Temperatur. Trotz der großen latenten Wärme von Wasser ist die volumetrische Kälteleistung sehr gering, da mit sehr niedrigen Drücken gearbeitet werden muss und die Dichte dementsprechend gering ist. Dies erfordert große, teure Anlagen, die eigentlich ausschließlich zu Klimatisierungszwecken genutzt werden können.

2.3 Absorptionsanlage mit elektrisch angetriebener Pumpe

In einer Absorptionsanlage wird der elektrisch angetriebene Verdichter durch einen Lösungsmittelkreislauf ersetzt, der von einer Pumpe umgewälzt wird. Das Prinzipschaltbild einer vereinfachten, einstufigen Absorptionsanlage ist in Abb. 2-1 dargestellt.

Im Folgenden soll die elementare Funktionsweise der Absorptionsanlage kurz erklärt werden (Niebergall 1959):

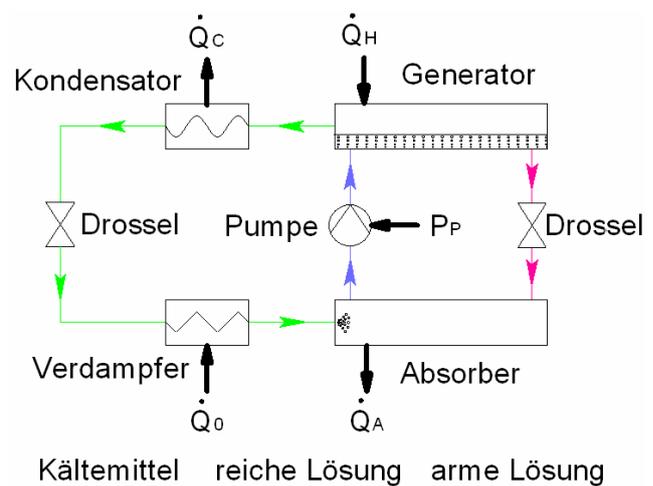


Abb. 2-1: Schaltbild einer vereinfachten, einstufigen Absorptionsanlage

Im Absorber wird das verdampfte Kältemittel im Lösungsmittel gelöst. Um den Lösungsprozess durch erhöhte Temperatur nicht zu beeinträchtigen, muss die Absorberwärme abgeführt werden.

Die so genannte „reiche Lösung“ wird von der Lösungsmittelpumpe aus dem Absorber angesaugt und auf Hochdruckniveau gebracht, das durch die Kondensationstemperatur determiniert ist.

Im anschließenden Generator wird durch die Zufuhr der Heizwärme das flüchtigere Kältemittel teilweise ausgetrieben. Ein Teil des Kältemittels bleibt in Lösung. Aufgrund der geringeren Konzentration wird dieses Gemisch „arme Lösung“ genannt.

Das dampfförmige Kältemittel strömt durch den Kondensator, wo es unter Abgabe von Wärme verflüssigt.

Das Kältemittel wird anschließend in einer Drossel auf Niederdruckniveau entspannt, dass durch die Verdampfungstemperatur vorgegeben ist.

Nach der Drossel strömt das Kältemittel durch den Verdampfer, wo es die Verdampferwärme aufnimmt und in den dampfförmigen Zustand übergeht.

Die arme Lösung strömt aus dem Generator und wird ebenfalls in einer Drossel auf Niederdruckniveau entspannt und zum Absorber geführt.

Der mechanische Aufwand Dampf auf ein höheres Druckniveau zu bringen ist durch dessen Kompressibilität wesentlich höher als die Druckerhöhung von (nahezu) inkompressiblen Flüssigkeiten. Der Einsatz von mechanischer Arbeit bzw. elektrischer Energie sinkt damit deutlich, stattdessen muss im Generator eine große Heizwärmemenge auf hohem Temperaturniveau zur Verfügung gestellt werden.

Bei der Anwendung als Absorptionskältemaschine entzieht der Verdampfer (Wärmequelle) dem zu kühlenden Raum Wärme und hält so die Temperatur unter Umgebungstemperatur. Die dem Kühlraum entzogene Wärme wird über den Kondensator (Wärmesenke) an die Umgebung abgegeben.

Bei der Anwendung als Wärmepumpe entzieht der Verdampfer (Wärmequelle) der Umgebung Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau, die nach dem Temperaturhub zu Heizwecken über den Kondensator und den Absorber (Wärmesenken) an den zu wärmenden Raum abgegeben wird.

2.4 Coefficient of Performance

Der COP (**C**oefficient **o**f **P**erformance) ist ein Maß für die Effizienz einer Kältemaschine bzw. einer Wärmepumpe. Er setzt, wie ein Wirkungsgrad, die Nutzwärmeleistung mit der aufgenommenen Antriebsleistung einer Anlage ins Verhältnis. Je nachdem, ob die Anlage als Kältemaschine oder als Wärmepumpe genutzt wird, ergeben sich unterschiedliche COPs (Rieberer et al. 2009).

1) Kältemaschinenanwendung:

Der Nutzen der Absorptionsanlage bei Kältemaschinenanwendung ist die abgeführte Verdampferwärmeleistung aus dem Kühlraum. Der Aufwand ist die Leistung der Pumpe, sowie die Heizwärmeleistung.

COP_C ... Coefficient of Performance der Kühlanwendung

\dot{Q}_0 ... Verdampferwärmeleistung

\dot{Q}_H ... Heizwärmeleistung

P_p ... Pumpenleistung

$$COP_C = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_0}{\left(P_P + \dot{Q}_H\right)} \quad \text{Gl.2-2}$$

2) Wärmepumpenanwendung:

Der Nutzen der Absorptionsanlage bei Wärmepumpenanwendung ist die zugeführte Wärme an den zu heizenden Raum (Absorberwärmeleistung und Kondensatorwärmeleistung). Der Aufwand ist die Leistung der Pumpe, sowie die Heizwärmeleistung.

COP_H ... Coefficient of Performance der Heizanwendung

\dot{Q}_A ... Absorberwärmeleistung

\dot{Q}_C ... Kondensatorwärmeleistung

$$COP_H = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\left(\dot{Q}_A + \dot{Q}_C\right)}{\left(P_P + \dot{Q}_H\right)} \quad \text{Gl.2-3}$$

Aus der Energiebilanz (Gl.2-4) der gesamten Anlage kann die Verdampferwärme explizit dargestellt werden (Gl.2-5).

$$0 = \left(P_P + \dot{Q}_H + \dot{Q}_0\right) - \left(\dot{Q}_A + \dot{Q}_C\right) \quad \text{Gl.2-4}$$

$$\dot{Q}_0 = \left(\dot{Q}_A + \dot{Q}_C\right) - \left(P_P + \dot{Q}_H\right) \quad \text{Gl.2-5}$$

Gl.2-5 eingesetzt in Gleichung Gl.2-2 ergibt Gl.2-6.

$$COP_C = \frac{\left(\dot{Q}_A + \dot{Q}_C\right) - \left(P_P + \dot{Q}_H\right)}{P_P + \dot{Q}_H} = COP_H - 1 \quad \text{Gl.2-6}$$

Der COP der Heizanwendung ist naturgemäß höher als der COP der Kühlanwendung.

2.5 lg p, 1/T-Diagramm

Für die Veranschaulichung des Absorptionsanlagenprozesses hat sich das lg p, 1/T-Diagramm als probat erwiesen, da in diesem die Konzentration explizit dargestellt werden kann. Grundlage für dieses Diagramm ist die Clausius-Clapeyron'sche Zustandsgleichung.

r_{KM}	... Verdampfungswärme des Kältemittels
B	... stoffspezifische Konstante
T_{KM}	... absolute Temperatur des Kältemittels
v''_{KM}	... spezifisches Volumen des Kältemitteldampfes
v'_{KM}	... spezifisches Volumen des flüssigen Kältemittels
p	... Druck

$$r = B \cdot T_{KM} \cdot (v'' - v') \cdot \frac{dp}{dT} \quad \text{Gl.2-7}$$

Mit $v' \ll v''$, unter Annahme von ideales-Gas-Verhaltens und unter Berücksichtigung der Lösungswärme (L ersetzt r), ergibt sich nach Integration:

\tilde{B}	... stoffspezifische Konstante
$\approx B$... stoffspezifische Konstante
L	... Wärmetönung
T_L	... absolute Temperatur der Lösung

$$\ln p = \tilde{B} - \approx B \cdot \frac{L}{T_L} \quad \text{Gl.2-8}$$

Diese Gleichung ist die mathematische Grundlage für das lg p, 1/T-Diagramm (Niebergall 1959).

In Abb. 2-2 ist der einstufige Prozess des Absorptionsanlagenprozesses im lg p, 1/T-Diagramm dargestellt.

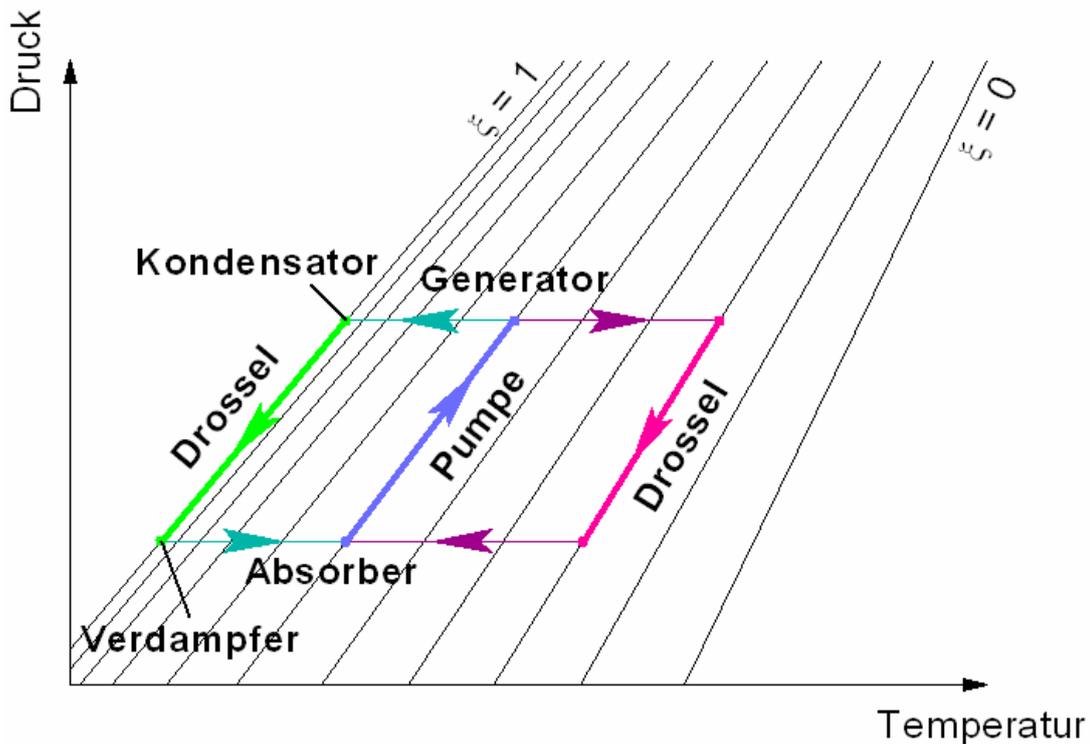


Abb. 2-2: Prozess einer einstufigen Absorptionsanlage im $\lg p, 1/T$ -Diagramm (basierend auf Diagrammquelle: <http://www.mrc-eng.com> 30.03.2011)

Auf der Abszisse ist die reziproke Temperatur aufgetragen, auf der logarithmisch skalierten Ordinate der Druck. Die Linien gleicher Konzentration verlaufen als Gerade von links unten nach rechts oben und konvergieren. Die äußersten dieser Geraden nennt man Dampfspannungskurven und sind die Siedelinien der reinen Komponenten, wobei naturgemäß die Linie am linken äußeren Rand des Lösungsfeldes die Siedelinie des flüchtigeren Stoffes (des Kältemittels) ist. Je steiler einer dieser Linien gleicher Konzentration im Diagramm verläuft, desto größer ist die Wärmetönung (der Lösungen) bzw. die Verdampfungswärme (der reinen Komponenten). Je größer der Unterschied der Neigung zweier Linien, desto mehr Wärme wird bei der Lösung frei, und vor allem, desto mehr Heizwärme muss beim Austreiben des Kältemittels aus dem Lösungsmittel im Generator bereit gestellt werden. Aus diesem Grund sind Arbeitsstoffpaare anzustreben, deren Linien gleicher Konzentration im $\lg p, 1/T$ -Diagramm annähernd parallel verlaufen.

Das Lösen des verdampften Kältemittels bzw. das Austreiben findet bei konstanten Drücken statt, die von der Verdampfungs- bzw. der Kondensationstemperatur bestimmt werden. Abhängig von Verdampfungs- und Kondensationstemperatur, sowie der Temperatur der Heizwärme kann ein mehr oder weniger großer Konzentrationsunterschied zwischen armer und reicher Lösung erreicht werden. Diesen Konzentrationsunterschied nennt man Entgasungsbreite.

$\Delta\xi$... Entgasungsbreite

ξ_{AL} ... Konzentration der armen Lösung

ξ_{RL} ... Konzentration der reichen Lösung

$$\Delta\xi = \xi_{RL} - \xi_{AL} \quad \text{Gl.2-9}$$

Es stellt sich nun die Frage wie viel der reichen Lösung im Lösungsmittelkreislauf umgewälzt werden muss, um 1 kg des Kältemittels in den gasförmigen Zustand auf Hochdruckniveau zu „heben“. Die Masse des ausgetriebenen Kältemitteldampfes, bezogen auf die Masse der benötigten reichen Lösung, wird als spezifischer Lösungsumlauf bezeichnet. Aus der Stoffbilanz (Gl.2-9) ergibt sich ein Zusammenhang zwischen den einzelnen Konzentrationen und dem spezifischen Lösungsumlauf.

f ... spezifischer Lösungsumlauf

ξ_d ... Konzentration des ausgetriebenen Dampfes (≈ 1)

$$f \cdot \xi_{RL} = \xi_d + (f - 1) \cdot \xi_{AL} \quad \text{Gl.2-10}$$

$$f = \frac{\xi_d - \xi_{AL}}{\Delta\xi} \quad \text{Gl.2-11}$$

Für eine geringe Pumpenleistung werden kleine spezifische Lösungsumläufe angestrebt, also große Entgasungsbreiten und hohe mittlere Konzentrationen (Niebergall 1959).

3 LÖSUNGSMITTELPUMPEN

3.1 Anforderungen

Die Anforderungen an Lösungsmittelpumpen für $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlagen kleiner Leistung werden durch folgende Aspekte bestimmt:

- 1) Die Druckdifferenzen die eine solche Pumpe überwinden muss sind relativ hoch im Gegensatz zum Volumenstrom der gefördert werden soll. Wie aus Abb. 3-1 hervor geht, sind für solche Anwendungen Verdrängerpumpen besser geeignet als Strömungsmaschinen.

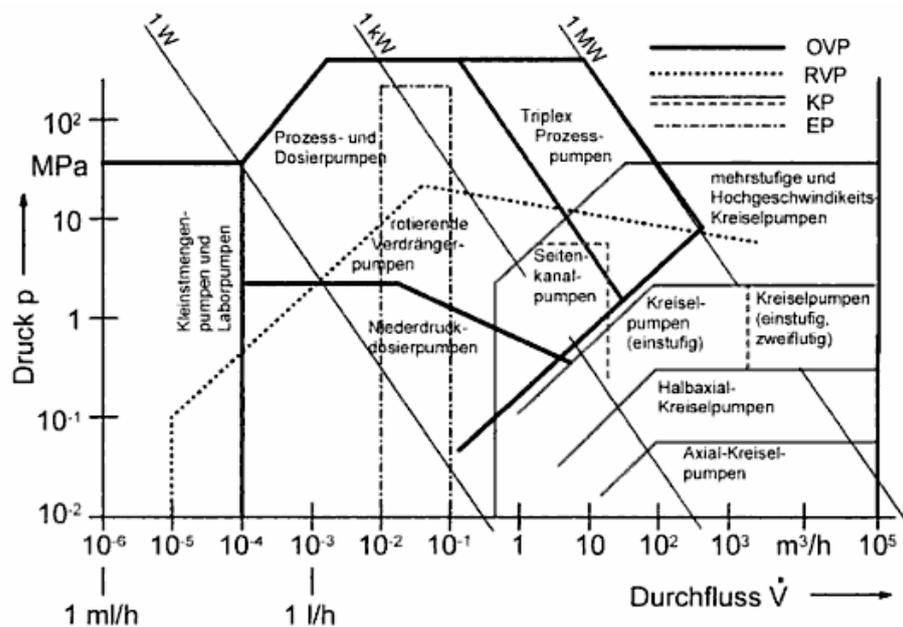


Abb. 3-1: Vergleich der Leistungsparameter der Pumpenhauptgruppen (Eifler et. al 1967)

Mit Absorptionsanlagen im geforderten Leistungsbereich befindet sich die benötigte Pumpe im Bereich der Verdrängerpumpen.

- 2) Die korrosive Belastung und zersetzende Wirkung der Ammoniak-Wasser-Lösung erfordert resistente Materialien für alle mit dem Medium in Berührung kommende Teile.
- 3) Die Toxizität und bedingte Brennbarkeit des Kältemittels Ammoniak erfordert absolute Dichtheit der Pumpe gegen die Umgebung.
- 4) Absorptionsanlagen sind Maschinen, die unter Umständen mehrere Tausend Stunden durchgehend in Betrieb sind. Es sind also lange Wartungsintervalle gefordert.
- 5) Die Lösung befindet sich nahe dem siedenden Zustand, die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Kavitation ist sehr hoch. Der erforderliche NPSH-Wert der Pumpe soll so klein wie möglich sein.

Im Druckbehälter herrsche der Absorberdruck, der Pegel der reichen Lösung befinde sich an der unteren Grenze. Vom Absorber, der über dem Druckbehälter angeordnet sein muss, strömt über ein Rückschlagventil (RV_1) die reiche Lösung aufgrund des geodätischen Höhenunterschieds Δh_1 in den Druckbehälter und verdrängt den Kältemitteldampf über ein Magnetventil (MV_1) in den Absorber.

Sobald das maximale Flüssigkeitsniveau erreicht ist, schließt das Magnetventil MV_1 . Das Magnetventil MV_2 öffnet, der Druck im Behälter steigt auf Generatordruckniveau. Die reiche Lösung strömt nun aufgrund des geodätischen Höhenunterschieds Δh_2 aus dem Druckbehälter durch das Rückschlagventil RV_2 in den unterhalb angeordneten Generator. Das von der reichen Lösung freigegebene Volumen wird mit Kältemitteldampf über MV_2 auf Hochdruck ausgefüllt. Wenn die untere Pegelgrenze erreicht ist, schalten die Magnetventile wieder um (Dawoud et al. 2005).

Der Antrieb der Pumpe durch den Kältemitteldampf benötigt in etwa 5 % der Heizwärme. Ein Nachteil dieses Konzepts ist die große Bauhöhe, durch die es sich für kleine Anlagen wohl nicht durchsetzen kann (Zotter et al. 2011).

3.2.3 Antrieb durch arme Lösung und Kältemitteldampf in einer Kolbenpumpe

Für dieses von Vinz (1986) und von Kahn (1995) entwickelte Prinzip, wurde eine Kolbenpumpe konstruiert, mit je zwei mal drei symmetrisch angeordneten Kammern, die abwechselnd mit Hoch- und mit Niederdruck beaufschlagt wurden (Vinz 1986).

In Abb. 3-4 ist der prinzipielle Aufbau der Pumpe von Vinz/Kahn skizziert.

Die bei einem Hub nach links mit Hochdruck beaufschlagten Kammern sind durch Nummerierungen ohne hochgestellten Stern gekennzeichnet.

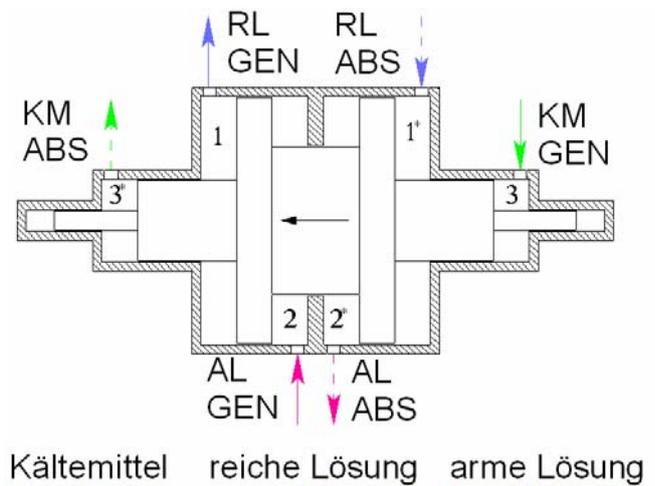


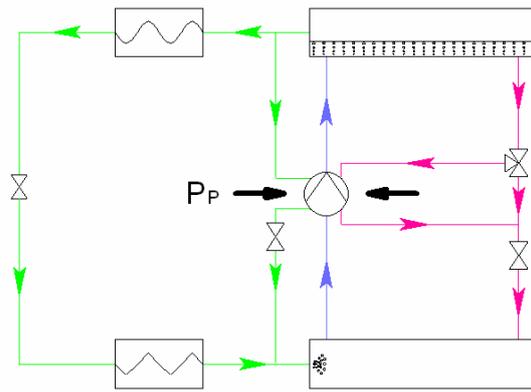
Abb. 3-4: Prinzipdarstellung der Pumpe von Vinz/Kahn (vgl. Zotter 2011)

Aufgrund der unterschiedlich großen Flächen des Kolbens, durch die die Kammern getrennt sind, wirkt auf den Kolben bei Druckbeaufschlagung eine resultierende Kraft, die ihn in Bewegung setzt.

Der Kolben fördert reiche Lösung (aus der Kammer 1) gegen das Hochdruckniveau in den Generator (GEN). Angetrieben wird der Kolben mit der armen Lösung (Kammer 2) und einem Teil des Kältemitteldampfes (Kammer 3) aus dem Generator. Während eines Hubes saugt der Kolben reiche Lösung auf Niederdruckniveau an (Kammer 1*) und schiebt verbrauchte arme Lösung (Kammer 2*) und verbrauchten Kältemitteldampf (Kammer 3*) in Richtung Absorber (ABS) aus. Nach Beendigung eines Hubes werden über Magnetventile die Druckniveaus in den Kammern umgekehrt. Der Kolben bewegt sich zurück.

In Abb. 3-5 ist das Schaltbild einer Absorptionsanlage, angetrieben mit der armen Lösung und Kältemittel in der Kolbenpumpe, abgebildet.

Die Versuche mit einer Pumpe dieser Bauart fanden stets ein jähes Ende, da der Kolben nach kurzer Betriebszeit aufgrund von Reibung und Abrasion undicht wurde bzw. antrieb (Kahn 1995). Durch den komplexen Zusammenhang der unterschiedlichen Kolbenflächen konnte mit dieser Pumpe nur in einem kleinen Betriebsbereich gute Wirkungsgrade erzielt bzw. überhaupt die Funktion gewährleistet werden (Zotter et al. 2011).



Kältemittel reiche Lösung arme Lösung

Abb. 3-5: Prinzipdarstellung des Schaltbildes der Absorptionsanlage von Vinz/Kahn (vgl. Zotter 2011)

4 KONZEPT DER THERMISCH ANGETRIEBENEN LÖSUNGSMITTELPUMPE

In Abb. 4-1 ist das Schaltbild der Absorptionsanlage für die entwickelte thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe dargestellt.

Die im Zuge dieser Diplomarbeit untersuchte thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe bezieht ihre Antriebsenergie ausschließlich aus abgezapftem Kältemitteldampf auf Hochdruckniveau.

Die zusätzliche Nutzung der Schwerkraft, wie bei Dawoud (siehe Kapitel 3.2.2), kam aufgrund des großen Einflusses auf den Aufbau der Absorptionsanlage nicht in Frage.

Ähnlich wie bei dem Konzept von Vinz und Kahn (siehe Kapitel 3.2.3) sollte die Pumpe durch die Druckdifferenz zwischen Kondensations- und Verdampferdruck und unterschiedlich große beaufschlagte Flächen angetrieben werden.

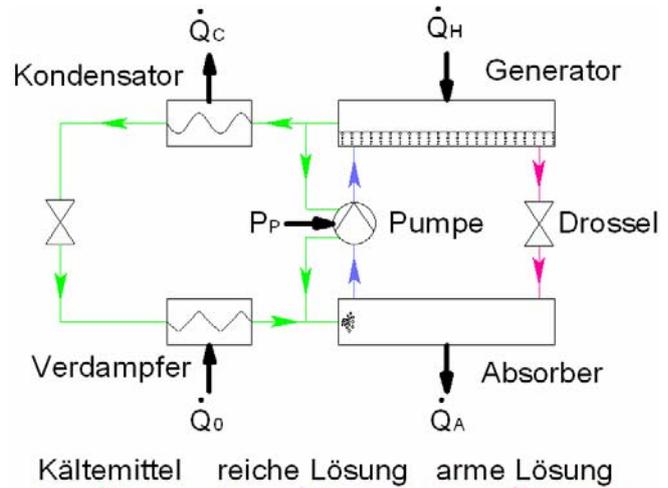


Abb. 4-1: Prinzipdarstellung des Schaltbildes der Absorptionsanlage für die untersuchte Lösungsmittelpumpe

4.1 Coefficient of Performance

Der COP der Absorptionsanlage mit thermisch angetriebener Lösungsmittelpumpe unterscheidet sich aufgrund der Art der Energiebereitstellung der Pumpe, da die Antriebsenergie durch eine zusätzliche Wärmeleistung zur Verfügung gestellt werden muss.

In erster Näherung sei die benötigte Pumpenleistung der thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe gleich der, der mechanischen. Die zusätzlich benötigte Wärmeleistung für den Antrieb der thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe kann berechnet werden (Bosnjakovic 1960).

$\Delta\dot{Q}_H$... zusätzliche Wärmeleistung zum Antrieb der Lösungsmittelpumpe

T_H ... absolute Temperatur der Heizwärme

T_U ... absolute Temperatur der Umgebung

$$\Delta\dot{Q}_H = \frac{T_H}{(T_H - T_U)} \cdot P_P \quad \text{Gl.4-1}$$

1) Kältemaschinenanwendung:

Der Nutzen der Absorptionsanlage bei Kältemaschinenanwendung ist die abgeführte Verdampferwärme aus dem Kühlraum. Der Aufwand der in die Maschine gesteckt wird, ist die gesamte Heizwärmeleistung.

$$COP_C = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_H + P_P \cdot \frac{T_H}{(T_H - T_U)}} \quad \text{Gl.4-2}$$

2) Wärmepumpenanwendung:

Der Nutzen der Absorptionsanlage bei Wärmepumpenanwendung ist die zugeführte Wärme an den zu heizenden Raum (Absorberwärme und Verdampferwärme). Der Aufwand der in die Maschine gesteckt wird, ist die gesamte Heizwärmeleistung.

Ein Teil der zusätzlichen Heizwärmeleistung muss im Absorber abgeführt werden, die Absorberwärmeleistung wird größer.

$\Delta \dot{Q}_A$... zusätzlich über den Absorber abzuführende Wärme

$$\Delta \dot{Q}_A = \Delta \dot{Q}_H - P_P \quad \text{Gl.4-3}$$

Daraus folgt mit der Beziehung aus Gl.4-1

$$COP_H = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_A + \dot{Q}_C + P_P \cdot \left(\frac{T_H}{(T_H - T_U)} - 1 \right)}{\dot{Q}_H + P_P \cdot \frac{T_H}{(T_H - T_U)}} \quad \text{Gl.4-4}$$

Der COP der Absorptionsanlage mit thermisch angetriebener Lösungsmittelpumpe, ist bei gleicher Pumpenleistung kleiner, als der, einer elektrisch angetriebenen.

Soll die Absorptionsanlage bei gleichen Bedingungen dieselbe Leistung erbringen, darf sich der Kältemittelmassenstrom im Kältemittelkreislauf nicht ändern. Das nach dem Generator abgezapfte dampfförmige Kältemittel für den Pumpenbetrieb muss also zusätzlich von der Pumpe gefördert werden. Bei gleichen Temperatur- und Druckverhältnissen in der Anlage ergibt sich eine von der Pumpe zusätzlich umzuwälzende reiche Lösung.

$\Delta \dot{m}_{RL}$... zusätzlich umzuwälzende reiche Lösung

$\Delta \dot{m}_{KM}$... benötigter Kältemitteldampf für den Antrieb der Pumpe

$$\Delta \dot{m}_{RL} = \Delta \dot{m}_{KM} \cdot f \quad \text{Gl.4-5}$$

Die zusätzlich umzuwälzende reiche Lösung ist proportional zum spezifischen Lösungsumlauf und dem zusätzlich benötigten Kältemittelmassenstrom.

Unter der Annahme der Inkompressibilität der reichen Lösung und der Vernachlässigung der Anlagenverluste steigt die Pumpenleistung proportional zum zu fördernden Massenstrom.

$$P_p \propto \dot{\Delta m}_{RL} \quad \text{Gl.4-6}$$

Benötigt die Pumpe für ihren Antrieb hohe Kältemittelmassenströme, steigt die Fördermenge, und der COP der Absorptionsanlage verringert sich. Je effizienter die Pumpe arbeitet, desto geringer ist der zusätzliche Kältemittelbedarf. Die Konzentration der reichen Lösung hat nach Gl.4-5 einen größeren Einfluss als bei Absorptionsanlagen mit elektrisch angetriebenen Pumpen.

Je schlechter die Effizienz der Pumpe, desto größer muss sie dimensioniert sein, um den zusätzlichen Massenstrom der reichen Lösung fördern zu können.

Dies kann auch durch Berechnen eines spezifischen Lösungsumlaufes für die Absorptionsanlage mit thermisch angetriebener Lösungsmittelpumpe gezeigt werden. Im Gegensatz zu Gl.2-11 stellt sich die Frage wie viel reiche Lösung umgewälzt werden muss, um 1 kg Kältemittel, das auch wirklich durch den Kältemittelkreislauf strömt, auf Hochdruckniveau zu heben.

ρ_d ... Dichte des Kältemitteldampfes

ρ_{RL} ... Dichte der reichen Lösung

f^* ...spezifischer Lösungsumlauf der thermisch angetriebener Lösungsmittelpumpe

$$f^* = \frac{\xi_d - \xi_{AL}}{\xi_{RL} - \xi_{AL} \cdot \left(1 - \frac{\rho_d}{\rho_{RL}}\right)} \quad \text{Gl.4-7}$$

Wie aus Gl.4-7 zu erkennen ist, verringert ein großes Verhältnis der Dichte des austretenden Dampfes, zur Dichte der reichen Lösung, den spezifischen Lösungsumlaufes der Absorptionsanlage mit thermisch angetriebener Lösungsmittelpumpe (Zotter et al. 2011).

4.2 Funktionsweise der Pumpe

Die Funktionsweise der Pumpe wird zunächst anhand einer Kolbenpumpe erklärt. In Abb. 4-2 ist der prinzipielle Aufbau dargestellt.

Herzstück der Pumpe ist ein Kolben mit zwei unterschiedlich großen Stirnflächen (A_1 und A_2). Der Kolben ist dicht gelagert und trennt den Innenraum der Pumpe in drei Kammern:

- 1) Der Arbeitsraum über der größeren Stirnfläche (A_1)
- 2) Der Pumpraum zwischen den Stirnflächen
- 3) Der Federraum unter der kleineren Stirnfläche (A_2)

Der Druck im Arbeitsraum kann über zwei Magnetventile reguliert werden. Ein Magnetventil öffnet/schließt eine Leitung zum Generatöraustritt (GEN) an dem Hochdruck herrscht. Das zweite Magnetventil öffnet/schließt eine Leitung zum Absorbereintritt (ABS) an dem Niederdruck herrscht.

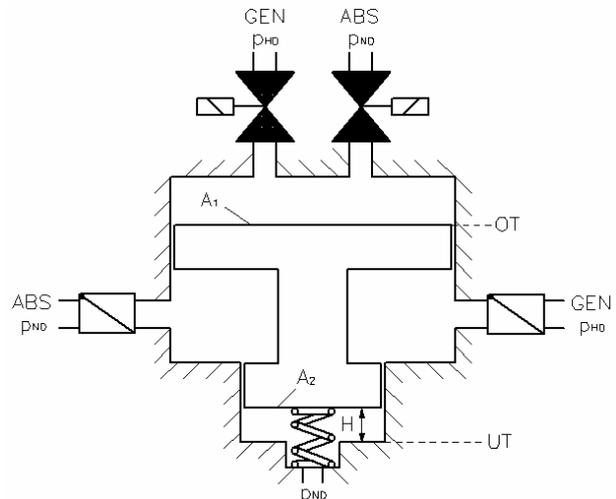


Abb. 4-2: Prinzipieller Aufbau der thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe

Zum Pumpraum (ABS) und vom Pumpraum (GEN) führen Leitungen, deren Durchströmungsrichtung durch Rückschlagventile vorgegeben ist. Hinter dem Einlassventil herrscht Niederdruckniveau, hinter dem Auslassventil Hochdruckniveau.

Im Federraum befindet sich eine Druckfeder, die im oberen Totpunkt (OT, bezogen auf A_1) des Kolbens entspannt ist. Im unteren Totpunkt (UT, bezogen auf A_2) ist der gesamte Federweg ausgenutzt. Über eine Bohrung wird der Federraum auf Niederdruckniveau gehalten.

4.2.1 Druckhub

In allen drei Kammern herrsche Niederdruck, der Kolben befindet sich im oberen Totpunkt. Unter Vernachlässigung der Kolbenmasse ergibt sich aus dem Kräftegleichgewicht

A_1 ... arbeitsraumseitige Stirnfläche des Kolbens

A_2 ... federraumseitige Stirnfläche des Kolbens

p_{ND} ... Niederdruck

$$p_{ND} \cdot A_1 - p_{ND} \cdot (A_1 - A_2) - p_{ND} \cdot A_2 = 0$$

Gl.4-8

In Abb. 4-4 sind die herrschenden Kräfte während der Druckhubbewegung angedeutet.

Zwischen den Stirflächen des Kolbens befindet sich das zu fördernde Medium. Dieses soll gegen den Hochdruck, mit dem der Kolben angetrieben wird, geschoben werden. Dafür müssen Drücke erzeugt werden, die größer sind als der Hochdruck. Das Medium zwischen den Stirflächen sei inkompressibel.

Die Pumpkraft erzeugt einen Überdruck Δp_D , durch den das Medium aus dem Pumpraum gedrückt wird.

Der maximale Überdruck Δp_{D_max} im Zwischenraum, der durch die reduzierte Pumpkraft F_P' erzeugt werden kann, ergibt sich aus Gl.4-12.

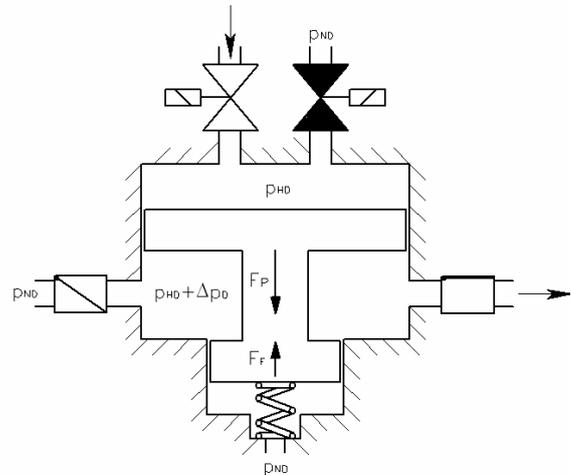


Abb. 4-4: Wirkende Kräfte während des Druckhubes

Δp_{D_max} ... größtmöglicher Überdruck im Pumpraum

$$\Delta p_{D_max} = \frac{F_P'}{A_1 - A_2} = \frac{p_{HD} - p_{ND}}{\left(\frac{A_1}{A_2} - 1\right)} - \frac{c \cdot x}{A_1 - A_2} \quad \text{Gl.4-12}$$

In Abb. 4-5 ist der maximal mögliche Überdruck Δp_{D_max} bezogen auf die Druckdifferenz $(p_{HD} - p_{ND})$ als Funktion des Flächenverhältnisses (A_1 / A_2) für Flächenverhältnisse ≥ 1 im oberen Totpunkt ($x = 0$) dargestellt.

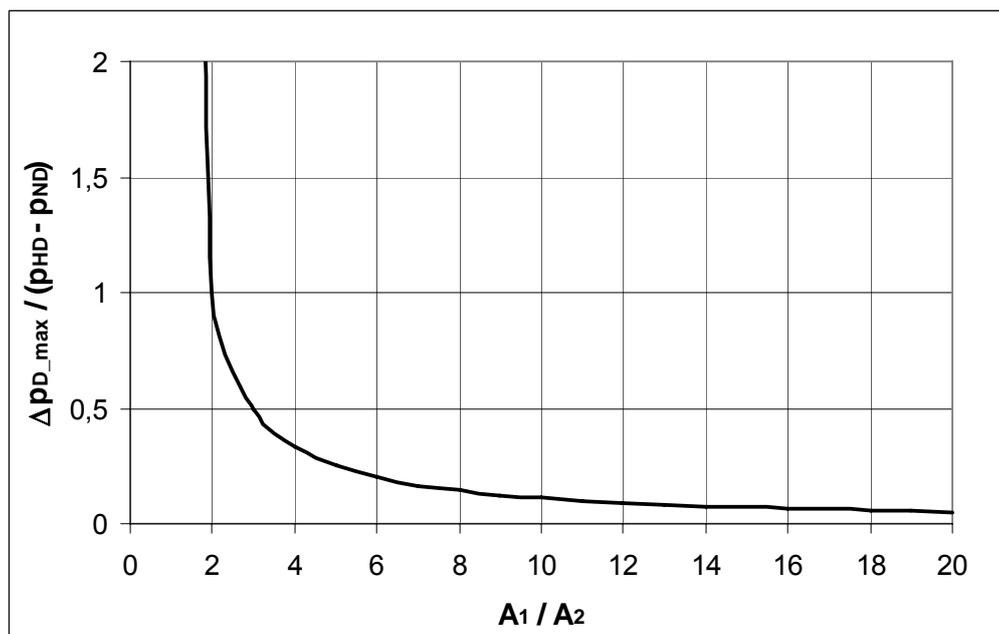


Abb. 4-5: Maximaler auf den Differenzdruck $(p_{HD} - p_{ND})$ bezogener Überdruck (Δp_{D_max}) im Pumpraum als Funktion des Flächenverhältnisses (A_1 / A_2)

Bei kleinen Flächenverhältnissen kann ein sehr hoher Überdruck generiert werden. Bei großen Flächenverhältnissen strebt der Überdruck gegen null.

Abhängig vom Volumenstrom während des Druckhubes, muss die Pumpe die Druckverluste $p_{V,D}$ der Anlage überwinden. Die Druckverluste erzeugen einen Widerstand, der die reduzierte Pumpkraft F_P' noch weiter verringert.

- F_P'' ... um Federkraft und Druckverluste reduzierte Pumpkraft
- $p_{V,D}(\dot{V}_D)$... anlagenspezifische, druckseitige Druckverluste, abhängig vom Volumenstrom
- \dot{V}_D ... Volumenstrom während des Druckhubes

$$F_P'' = F_P' - p_{V,D}(\dot{V}_D) \cdot (A_1 - A_2) \quad \text{Gl.4-13}$$

Im Grenzfall $p_{V,D} = \Delta p_{D,max}$ ergibt die Kräftebilanz $F_P'' = 0$. Anhand eines kleinen Zahlenbeispiels soll dieser Zusammenhang veranschaulicht werden.

Der Kondensationsdruck (p_{HD}) betrage 14 bar (entspricht in etwa einer Kondensationstemperatur von 36°C unter der Annahme $\xi_d = 1$), der Verdampfungsdruck (p_{ND}) betrage 4 bar (entspricht in etwa einer Verdampfungstemperatur von -2°C unter der Annahme $\xi_d = 1$). Bei einem Flächenverhältnis A_1 / A_2 von 10 kann die Pumpe Druckverluste überwinden, die einem Neuntel der Druckdifferenz ($p_{HD} - p_{ND}$) entsprechen, ergo 1,1 bar.

Der Volumenstrom \dot{V}_D (und damit der Druckverlust $\Delta p_{V,D}$) stellt sich während der Hubbewegung stets so ein, dass Gl.4-14 gilt.

- Δp_D ... Überdruck im Pumpraum während des Druckhubes

$$\Delta p_D = p_{V,D}(\dot{V}_D) \quad \text{Gl.4-14}$$

Zur Abschätzung der Dimensionierung der Membrandurchmesser kann eine Kennzahl eingeführt werden.

- $\delta(\dot{V}_D)$... Überdruckkennzahl

$$\delta(\dot{V}_D) = \frac{\Delta p_D(\dot{V}_D)}{\Delta p_{D,max}} \quad \text{Gl.4-15}$$

Die Überdruckkennzahl δ ist ein Maß für die Nutzung der zur Verfügung stehenden treibenden Kraft. Anhand dieser Zahl kann abgeschätzt werden, ob das gewählte Flächenverhältnis der Pumpe sinnvoll ist.

Es gilt für die Überdruckkennzahl über den gesamten Druckhub:

- $\delta(\dot{V}_D) \ll 1$: Das Flächenverhältnis ist für den Betriebspunkt zu klein
- $0 < \delta(\dot{V}_D) < 1$: Das Flächenverhältnis passt für den Betriebspunkt
- $\delta(\dot{V}_D) \approx 1$: Das Flächenverhältnis ist für den Betriebspunkt zu groß

Das Flächenverhältnis muss so gewählt werden, dass die Pumpe auch in einem ungünstigen Betriebszustand (kleine Differenzdrücke) arbeiten kann. Vor allem bei Anfahrvorgängen der gesamten Anlage ist dies zu beachten.

4.2.2 Saughub

Der Kolben befindet sich im unteren Totpunkt, d.h. die Feder ist um den maximalen Federweg gestaucht. Im Arbeitsraum und im Pumpraum herrsche Hochdruck (p_{HD}), im Federraum Niederdruck (p_{ND}). Unter Vernachlässigung der Kolbenmasse ergibt sich das Kräftegleichgewicht, wie in Gl.4-16.

H ... Hub

$$p_{HD} \cdot A_1 - p_{HD} \cdot (A_1 - A_2) - p_{ND} \cdot A_2 - c \cdot H = F_P' \quad \text{Gl.4-16}$$

In Abb. 4-6 ist der beginnende Saughub dargestellt, wenn sich der Kolben im unteren Totpunkt befindet.

Der Kolben wird mit der Kraft F_P' im unteren Totpunkt gehalten.

Öffnet das Magnetventil zum Absorbereintritt, entspannt das dampfförmige Kältemittel im Arbeitsraum auf Niederdruckniveau. Unter Vernachlässigung der Kolbenmasse wirkt auf den Kolben die Federkraft als rückstellende Kraft F_R .

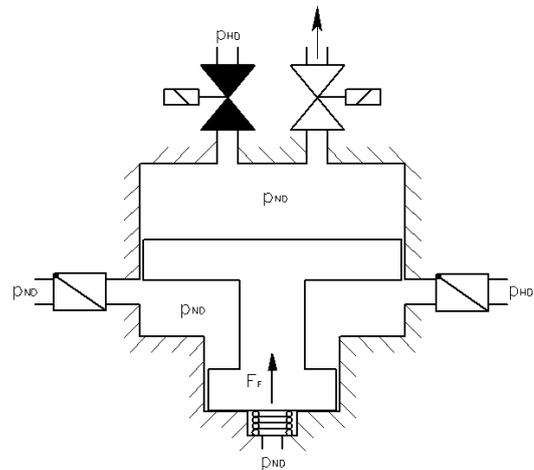


Abb. 4-6: Beginn des Saughubes

F_R ... Rückstellkraft

$$p_{ND} \cdot A_1 - p_{ND} \cdot (A_1 - A_2) - p_{ND} \cdot A_2 - c \cdot H = -F_F(x=H) = F_R \quad \text{Gl.4-17}$$

Abhängig von der Kolbenposition verringert sich die Federkraft, und damit die rückstellende Kraft, während des Saughubes.

$$F_R = F_R(x) \quad \text{Gl.4-18}$$

Die rückstellende Kraft erzeugt einen Unterdruck im Pumpraum durch den neues Medium in die Kammer gesaugt wird.

Δp_s ... Unterdruck im Pumpraum während des Saughubes

$$\Delta p_s = \frac{F_R}{A_1 - A_2} \quad \text{Gl.4-19}$$

In Abb. 4-7 sind herrschenden Kräfte während der Saughubbewegung angedeutet.

Abhängig vom Volumenstrom während des Saughubes muss die Pumpe die Druckverluste (p_{v_s}) der Anlage überwinden. Die Druckverluste erzeugen einen Widerstand im Pumpraum der die Saughubbewegung verzögert. Der tatsächlich herrschende Unterdruck im Pumpraum ist die Differenz des durch die Federkraft erzeugten Unterdrucks und den Druckverlusten abhängig vom Volumenstrom.

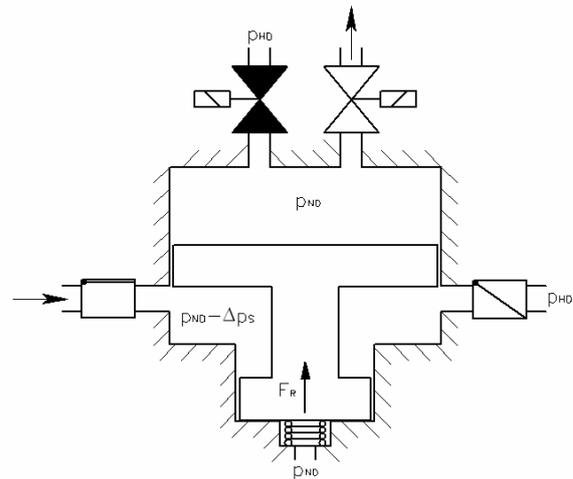


Abb. 4-7: Wirkende Kräfte und Drücke während des Saughubes

$\Delta p'_s$... reduzierter Unterdruck im Pumpraum während des Saughubes

$$\Delta p'_s = \Delta p_s - p_{v_s}(\dot{V}_s) \quad \text{Gl.4-20}$$

Abhängig von den Druckverlusten der Anlage und der Größe der Pumpe sollte die Steifigkeit der Feder so gewählt werden, dass der Saughub problemlos und in kurzer Zeit durchgeführt werden kann. Eine größere Federsteifigkeit wirkt sich zwar positiv auf die Dauer des Saughubes aus, der Druckhub hingegen wird behindert.

4.2.3 Förderung

Bewegt sich der Kolben um den vollen Hub, erfährt der Pumpraum eine Volumenänderung. Dieses Volumen an Lösung kann pro Hub gefördert werden.

ΔV_K ... Volumenänderung des Pumpraumes der Kolbenpumpe

$$\Delta V_K = (A_1 - A_2) \cdot H \quad \text{Gl.4-21}$$

Bezieht man die Volumenänderung auf die Fläche A_2 kann man das Fördervolumen pro Hub von dem Flächenverhältnis darstellen.

$$\frac{\Delta V_K}{A_2 \cdot H} = \frac{A_1}{A_2} - 1 \quad \text{Gl.4-22}$$

In Abb. 4-8 ist die Volumenänderung der Pumpkammer in Abhängigkeit des Flächenverhältnisses A_1 / A_2 bezogen auf die Fläche A_2 dargestellt.

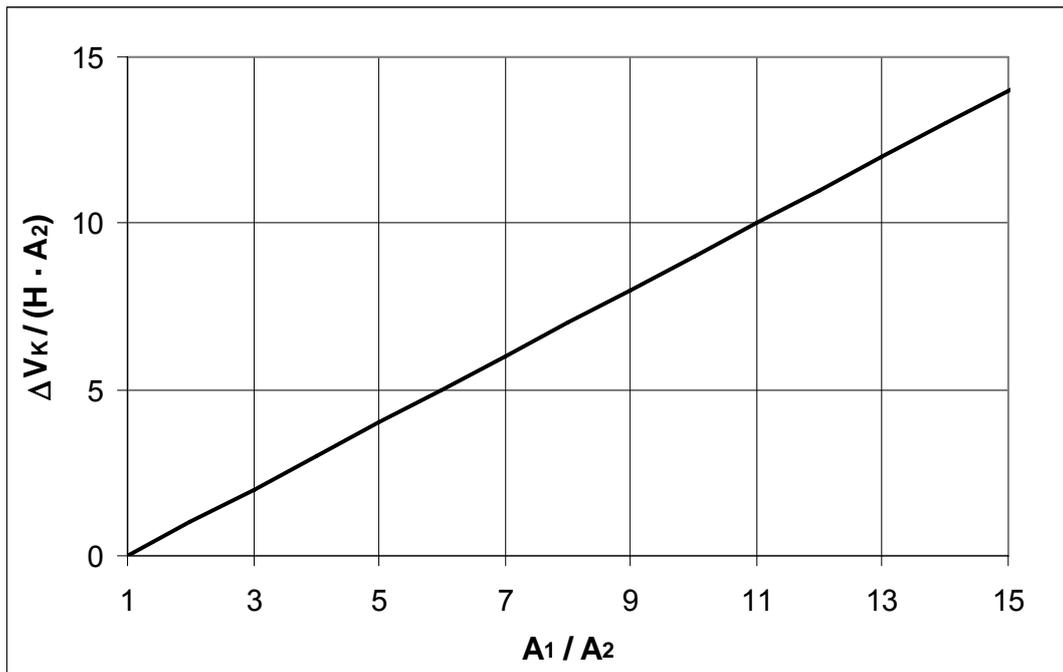


Abb. 4-8: Fördervolumen (ΔV_K) pro Hub bezogen auf die Fläche A_2 als Funktion des Flächenverhältnisses (A_1 / A_2)

Es ist ein Flächenverhältnis $A_1 / A_2 > 1$ erforderlich, um überhaupt fördern zu können. Je größer das Flächenverhältnis ist, desto mehr Medium kann pro Hub gefördert werden.

Eine Pumpe mit kleinem Flächenverhältnis kann größere Drücke überwinden, ein größeres Flächenverhältnis bedingt einen größeren Förderstrom.

4.2.4 Membrane statt Kolben

In Abb. 4-9 wurde der Kolben durch zwei mit einem Stößel verbundene Membrane ersetzt.

Die verschiedenen Kammern verlässlich gegeneinander abzudichten erfordert einen hohen technischen Aufwand. Wenn der Kolben durch zwei mit einem Stößel verbundene Membranen ersetzt wird, kann auf den Einsatz von sich gegeneinander bewegenden Teilen verzichtet und damit die Dichtproblematik erheblich vereinfacht werden.

Die Membranen dienen als Trennwand zwischen den Kammern und gleichzeitig als Dichtung. Der Nachteil gegenüber der Variante mit dem Kolben ist eine verringerte Volumenänderung bei gleichem Hub und gleichem Flächenverhältnis.

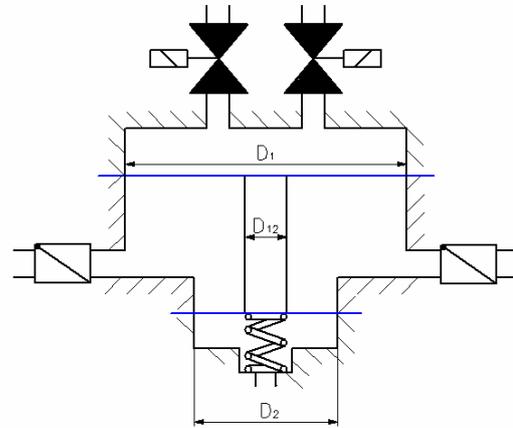


Abb. 4-9: Lösungsmittelpumpe mit Membranen statt Kolben

In Abb. 4-10 sind die verdrängten Volumina beider Membranen bei Ausführung eines vollen Hubes dargestellt.

Der Durchmesser der oberen Membran sei D_1 , der der unteren Membran D_2 . Der Durchmesser des Stößels sei D_{12} . Die Volumenänderung des Pumpraumes (ΔV_{PR}) während eines Hubes ist die Differenz des verdrängten Volumens der oberen Membran (entspricht der Volumenänderung des Arbeitsraumes (ΔV_{AR})) und des verdrängten Volumens der unteren Membran (entspricht der Volumenänderung des Federraumes (ΔV_{FR})).

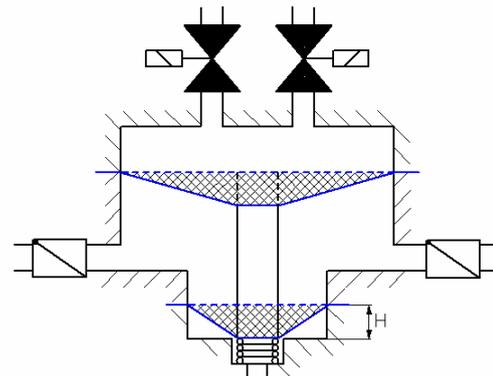


Abb. 4-10: Verdrängte Volumina beider Membranen bei voll ausgeführtem Hub

ΔV_{AR} ... Volumenänderung des Arbeitsraumes der Membranpumpe

D_1 ... Durchmesser der oberen Membran

D_2 ... Durchmesser der unteren Membran

D_{12} ... Durchmesser des Stößels

$$\Delta V_{AR} = H \cdot \frac{\pi}{12} \cdot (D_1^2 + D_1 \cdot D_{12} + D_{12}^2) \quad \text{Gl.4-23}$$

ΔV_{FR} ... Volumenänderung des Federraumes der Membranpumpe

$$\Delta V_{FR} = H \cdot \frac{\pi}{12} \cdot (D_2^2 + D_2 \cdot D_{12} + D_{12}^2) \quad \text{Gl.4-24}$$

ΔV_{PR} ... Volumenänderung des Pumpraumes der Membranpumpe

$$\Delta V_{PR} = \Delta V_{AR} - \Delta V_{FR} \quad \text{Gl.4-25}$$

Das Verhältnis der Volumenänderung des Pumpraumes zur Volumenänderung des Arbeitsraumes ist eine Art geometrischer Wirkungsgrad, der die Effizienz der Pumpe beeinflusst.

$\phi_{\Delta V}$... Volumenänderungsverhältnis

$$\phi_{\Delta V} = \frac{\Delta V_{PR}}{\Delta V_{AR}} = 1 - \frac{\Delta V_{FR}}{\Delta V_{AR}} \quad \text{Gl.4-26}$$

In Abb. 4-11 ist die Volumenänderungsverhältnis ($\phi_{\Delta V}$) in Abhängigkeit des Membrandurchmesserverhältnisses (D_1 / D_2) dargestellt. Parameter ist das Stösseldurchmesserverhältnis (D_{12} / D_2).

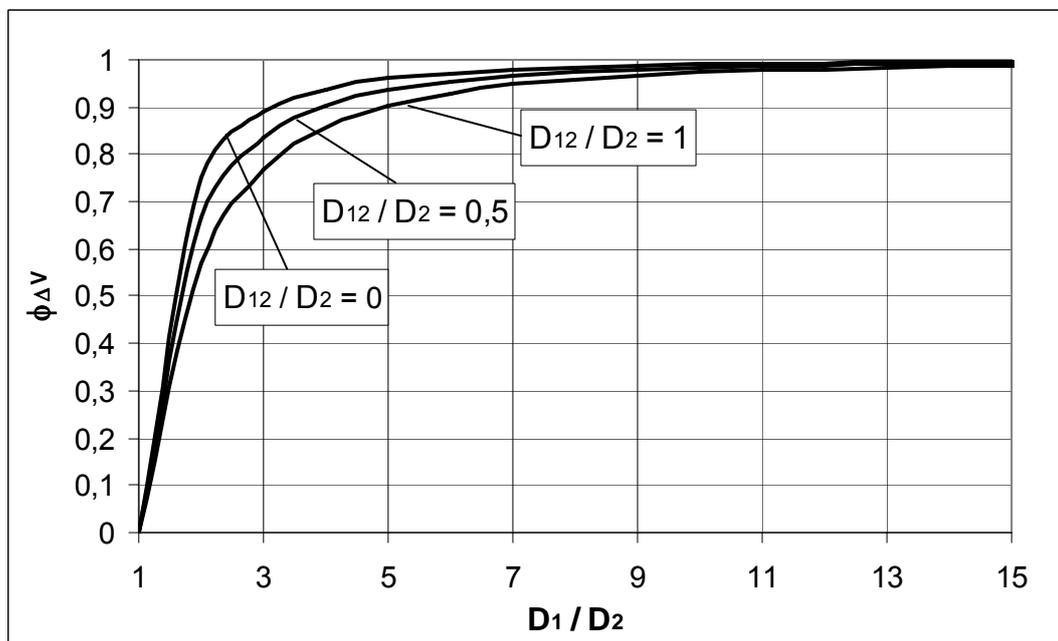


Abb. 4-11: Volumenänderungsverhältnis ($\phi_{\Delta V}$) als Funktion des Membrandurchmesserverhältnisses (D_1 / D_2), Parameter Stösseldurchmesserverhältnis (D_{12} / D_2)

Das Volumenänderungsverhältnis ($\phi_{\Delta V}$) steigt anfänglich deutlich mit zunehmendem Durchmesser Verhältnis und schmiegt sich asymptotisch an den Wert 1 an. Das Durchmesser Verhältnis sollte also, abhängig vom benötigten Überdruck (Kapitel 4.2.1), möglichst groß gewählt werden.

Je höher das Volumenänderungsverhältnis ist, desto höher die zu erreichende Effizienz der Pumpe. Aus Abb. 4-11 geht hervor, dass ein schlankerer Stößel die Effizienz positiv beeinflusst.

Die „ideale“ Volumenänderung des Pump-raums der Kolbenpumpe (ΔV_K) soll mit der der Membranpumpe verglichen werden.

$$\Delta V_K = H \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \quad \text{Gl.4-27}$$

Die zwei Volumenänderungen pro Hub können ins Verhältnis gesetzt werden.

$$\frac{\Delta V_{PR}}{\Delta V_K} = \frac{1}{3} \cdot \left(1 + \frac{D_{12}}{D_1 + D_2} \right) \quad \text{Gl.4-28}$$

Im Gegensatz zur Effizienz erhöht sich die Förderleistung der Pumpe mit zunehmendem Stößeldurchmesser. Um sowohl Effizienz als auch Förderleistung zu maximieren muss der Stößel an der oberen Membran groß und an der unteren Membran klein ausgeführt werden.

In Abb. 4-12 ist die Erhöhung der Volumenänderung des Pump-raums während eines Hubes durch den Einbau eines Stütztellers dargestellt.

Eine konstruktive Maßnahme um sowohl die Effizienz als auch das Pumpvolumen zu vergrößern, ist die geschickte Wahl von Stütztellergrößen. Die obere Membran wird zwischen zwei Platten mit einem möglichst großen Durchmesser, den Stützteller, geklemmt.

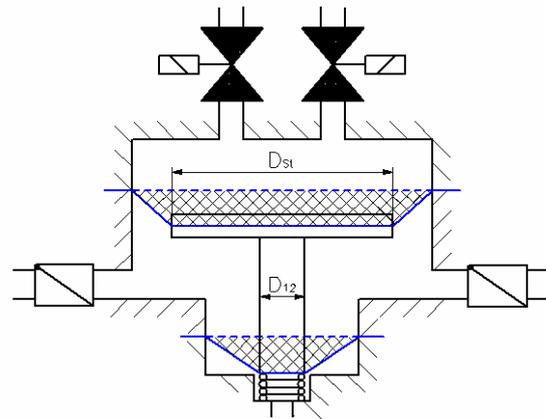


Abb. 4-12: Vergrößerung des Fördervolumens durch den Einbau von einem Stützteller

Für die untere Membran dient der Stößel selbst als „Stützteller“.

Damit ergeben sich neue Formeln (Gl.4-29, Gl.4-30).

D_{St} ... Durchmesser des Stütztellers der oberen Membran

$$\Delta V_{PR} = H \cdot \frac{\pi}{12} \cdot \left[D_1^2 + D_1 \cdot D_{St} + D_{St}^2 - (D_2^2 + D_2 \cdot D_{12} + D_{12}^2) \right] \quad \text{Gl.4-29}$$

und

$$\frac{\Delta V_{PR}}{\Delta V_K} = H \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \frac{1 + \left[D_1 \cdot D_{St} + D_{St}^2 - (D_2 \cdot D_{12} + D_{12}^2) \right]}{D_1^2 - D_2^2} \quad \text{Gl.4-30}$$

In Abb. 4-13 sind die Verlustvolumina durch das Ausbeulen der Membranen dargestellt.

Die Volumenänderung ΔV_{PR} , wie oben dargestellt, ist der ideale Fall der Volumenänderung im Pumpraum der Membranpumpe. Durch die geringe Steifigkeit der Membranen werden diese beim Pumpvorgang ausbeulen und somit die tatsächliche Volumenänderung ΔV_{PR_eff} noch weiter verringern.

Als Maß für die tatsächliche Fördermenge der Pumpe in Bezug auf die theoretisch mögliche, kann der volumetrische Fördergrad (λ_{vol}) eingeführt werden. Dieser soll die Relation des tatsächlich geförderten Volumenstroms zum theoretisch möglichen wider geben.

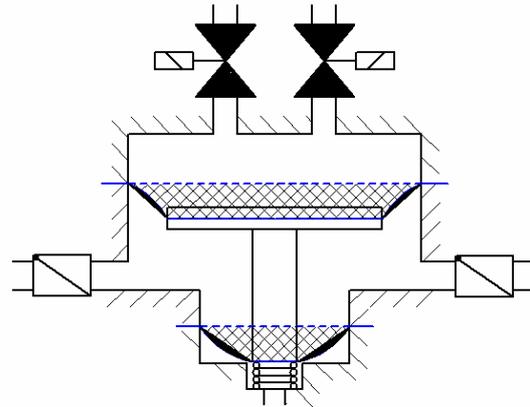


Abb. 4-13: Verringerung des Fördervolumens durch Ausbeulen der Membranen

λ_{vol} ... volumetrischer Fördergrad

ΔV_{PR_eff} ... effektive Volumenänderung des Pumpraumes der Membranpumpe

$$\lambda_{vol} = \frac{\Delta V_{PR_eff}}{\Delta V_{PR}} \quad \text{Gl.4-31}$$

Wobei ΔV_{PR_eff} aus der Messung ermittelt werden kann.

4.2.5 Kältemittelbedarf

Die $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Lösung liegt flüssig vor und ist näherungsweise inkompressibel. Während des Druckhubes bleibt dessen Dichte (ρ_L) konstant (das Volumen der geförderten Lösung (V_L) pro Hub entspricht der Volumenänderung des Pumpraums (ΔV_{PR})). Die geförderte Masse (m_L) steht somit im linearen Zusammenhang zur Volumenänderung des Pumpraums.

m_L ... geförderte Lösungsmasse pro Hub

ρ_L ... Dichte der geförderte Lösungsmasse

$$m_L = \rho_L \cdot \Delta V_{PR} \quad \text{Gl.4-32}$$

Zur Förderung der Masse wird im günstigsten Fall nur Kältemitteldampf auf Hochdruckniveau entsprechend der Volumenänderung des Arbeitsraumes (ΔV_{AR}) benötigt. Um den Druck im Arbeitsraum auf Hochdruckniveau anzuheben, muss dessen Volumen (V_{AR}) ebenfalls mit Kältemitteldampf auf Hochdruck gefüllt sein. Diese Kältemittelmasse trägt nicht zu ΔV_{AR} bei und ist als Verlust zu bewerten.

Je kleiner das Volumen des Arbeitsraumes (Schadraum) im Bezug zur Volumenänderung ΔV_{AR} ist, desto höher die Effizienz der Pumpe.

ϕ_{AR} ... Schadraumverhältnis

V_{AR} ... Volumen des Arbeitsraumes bei Beginn des Druckhubes

$$\phi_{AR} = \frac{V_{AR}}{\Delta V_{AR}} \quad \text{Gl.4-33}$$

Das Schadraumverhältnis (ϕ_{AR}) und das Volumenänderungsverhältnis ($\phi_{\Delta V}$) haben einen wesentlichen Einfluss auf den zusätzlichen Kältemitteldampfverbrauch für den Antrieb der Pumpe. Bezieht man das Nutzvolumen auf das vom Kältemitteldampf in der Arbeitskammer eingenommene Volumen, kann ein Nutzvolumenverhältnis ermittelt werden.

ϕ_{vol} ... Nutzvolumenverhältnis

$$\phi_{vol} = \frac{\Delta V_{PR}}{V_{AR} + \Delta V_{AR}} = \frac{\phi_{\Delta V}}{\phi_{AR} + 1} \quad \text{Gl.4-34}$$

Das Volumenänderungsverhältnis ist eine Funktion des Flächenverhältnisses der Membranen und des Hubes und ist durch die Pumpengeometrie determiniert. Das Nutzvolumenverhältnis ist ein Maß für die Nutzung des Kältemittels, das zum Antrieb der Pumpe abgezweigt wird, und damit für die Effizienz der Pumpe.

4.3 Konstantdruckprinzip vs. Gleitdruckprinzip

Die Pumpe, wie sie in Kapitel 4.2 beschrieben wurde, arbeitet nach dem Konstantdruckprinzip. Das Einlassmagnetventil ist während des gesamten Hubes geöffnet und im Arbeitsraum herrscht stets das gleiche Druckniveau wie im Generator.

Durch das Gleitdruckprinzip soll der Aufwand an Kältemitteldampf für den Antrieb der Pumpe reduziert werden. Das Einlassmagnetventil ist nicht während des gesamten Hubes geöffnet, sondern lässt, abhängig vom Differenzdruck, eine definierte Menge Kältemitteldampf in den Arbeitsraum strömen, und schließt bevor der Kolben den unteren Totpunkt erreicht. Die Hubbewegung würde bei gleichzeitiger Entspannung des Kältemitteldampfes zu Ende geführt. Der Differenzdruck, und damit die Pumpkraft, verringert sich zwar mit der Position des Stößels, aber der Kältemittelverbrauch könnte reduziert werden (Rieberer et. al 2011).

In Abb. 4-14 ist der Druckhub der Pumpe mit Gleitdruckprinzip dargestellt. Das Einlassventil schließt, bevor der Kolben den gesamten Hub ausgeführt hat, der Kältemitteldampf entspannt, wodurch sich der Druck im Arbeitsraum bis zum Ende des Taktes verringert ($p_{AR} < p_{HD}$). Der Druck im Pumpraum ($p_{AR} + \Delta p_D$) muss aber für die Durchführung des gesamten Hubes stets größer sein, als der Druck im Generator (p_{HD}) in den das Medium gefördert werden soll inkl. Druckverluste.

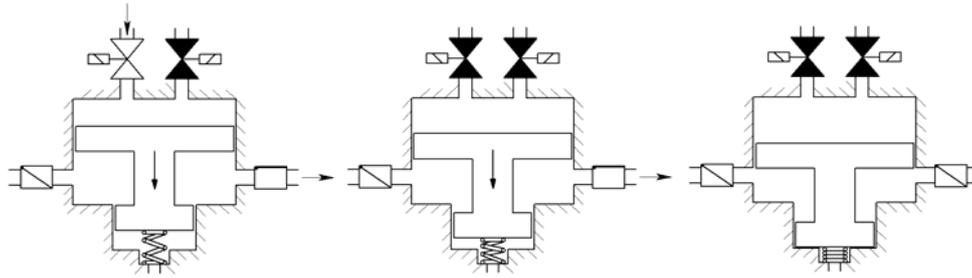


Abb. 4-14: Druckhub der Pumpe beim Gleitdruckprinzip

Ob die Effizienz der Pumpe gesteigert werden kann, hängt stark von den Umgebungsbedingungen ab. Durch die Verminderung des Druckes im Arbeitsraum während des Hubes, verringert sich nach Gl.4-9 auch die Pumpkraft und die damit überwindbaren Druckverluste, wodurch die Förderleistung reduziert wird. Die Wahl kleinerer Flächenverhältnisse zur Erhöhung des möglichen Überdrucks, wirkt sich aber negativ auf die Fördermenge (Gl.4-22) und auf das Volumenänderungsverhältnis (Gl.4-26) aus, wodurch das Nutzvolumenverhältnis sinkt (Gl.4-33).

Das Gleitdruckprinzip ist bei großen Differenzdrücken sinnvoll anwendbar. Problematisch sind Betriebspunkte mit kleinen Differenzdrücken oder Anfahrvorgänge, bei denen man auf das Konstantdruckprinzip zurückgreifen muss.

4.4 Simulation des dynamischen Verhaltens der Pumpe

Das dynamische Verhalten eines Feder-Massen-Systems, wie die Pumpe eines ist, kann ganz allgemein durch eine nichtlineare Differentialgleichung 2.Ordnung beschrieben werden.

m_{dyn} ... bewegliche Masse des schwingenden Systems

d_{dyn} ... Dämpfung des schwingenden Systems

c_{dyn} ... Federsteifigkeit des schwingenden Systems

••

\ddot{x}_{dyn} ... Beschleunigung der schwingenden Masse

•

\dot{x}_{dyn} ... Geschwindigkeit der schwingenden Masse

x_{dyn} ... Position der schwingenden Masse

S_{dyn} ... Störfunktion / Anregung

$$S_{dyn} = m_{dyn} \cdot \ddot{x}_{dyn} + d_{dyn} \cdot \dot{x}_{dyn} + c_{dyn} \cdot x_{dyn} \quad \text{Gl.4-35}$$

Die Dämpfung des Systems erfolgt durch die Strömungsverluste und ist dann vom Quadrat der Geschwindigkeit abhängig, wenn die Strömung turbulent ist (was der Fall ist). Aufgrund der Nichtlinearität der Differentialgleichung wurde die Bewegungsgleichung mit einer Näherungsmethode gelöst (Dresig, Holzweißig 1980).

- Lösungswärmetauscher (SHX)

Im Lösungswärmetauscher soll Wärme von der armen Lösung nach dem Generatorausstritt auf die reiche Lösung vor dem Generatoreintritt übertragen werden. Dies dient ebenfalls zur Reduktion der aufzubringenden Heizwärme und damit zur Steigerung der Effizienz der Anlage.

- Niederdrucksammler (SAC)

Vor der Pumpe ist ein Niederdrucksammler installiert. Dieser soll gewährleisten, dass die Pumpe reine Flüssigkeit fördert.

- Hochdrucksammler (RAC)

Im Hochdrucksammler, der nach dem Kondensator angebracht ist, wird die flüssige von der gasförmigen Phase getrennt, sodass reine Flüssigkeit zur Drossel strömt.

- Kältemittelwärmetauscher (RHX)

Vor der Drossel ist ein weiterer Wärmetauscher eingebaut. In diesem wird Wärme vom flüssigen Kältemittel auf Hochdruckniveau auf das bereits verdampfte Kältemittel auf Niederdruckniveau übertragen. Dadurch kann nach der isenthalpen Drosselung eine geringere Dampfziffer erreicht werden und im Verdampfer mehr Wärme aufgenommen werden.

4.4.2 Numerische Simulation bzgl. transienten Förderverhaltens

Für die Pumpenauslegung wurde eine einfache numerische Simulation der Pumpendynamik im Programm Excel erstellt, mit Hilfe derer eine Abschätzung für die grundsätzliche Größe der Pumpe gemacht werden sollte. Folgende vereinfachte Annahmen wurden getroffen:

- Druckänderungen des Antriebsgases im Arbeitsraum erfolgen unmittelbar (inkompressibel), wodurch keine Verluste durch einen möglichen Schadraum verursacht werden
- Die Membranen beulen nicht aus, sondern verdrängen jeweils ein Volumen in Form eines Kegelstumpfes (Gl.4-29)
- Die Steifigkeit der Membranen wurde vernachlässigt
- Die Masse der Membranen wurde vernachlässigt
- Das Umschalten zwischen Hoch- und Niederdruck erfolgt jeweils, sobald der Stößel einen Totpunkt erreicht hat bzw. die Stößelgeschwindigkeit unter einen Grenzwert fällt
- Die „Schaltzeiten der Magnetventile“ sind null
- Es wurde nur die Trägheit der Flüssigkeitsmasse berücksichtigt, die der Volumenänderung zwischen den Membranen entspricht
- Die Druckverluste der Anlage wurden abgeschätzt

Eingabeparameter der Simulation waren

- Geometrie der Membranen (Durchmesser D_1 und D_2) und der Anschlussleitungen des Flüssigkeitsein- und -austritts (Durchmesser D_{EA})
- Geometrie und Dichte des Materials der Stützteller und des Stössels (woraus die Masse der beweglichen Pumpenteile m_P berechnet werden konnte)
- Die Drücke p_{HD} und p_{ND}
- Temperatur des zu fördernden Mediums
- Federsteifigkeit der Rückstellfeder
- Position des Stössels bei entspannter Feder
- oberer und unterer Totpunkt
- Referenzvolumenstrom zur Berechnung des Druckverlustes \dot{V}_{Ref}
- Druckverlust der Anlage bei einem Referenzvolumenstrom für den Saug- und den Druckhub $p_{V_Ref_S}$ und $p_{V_Ref_D}$

4.4.3 Der Algorithmus

Zur Zeit $t = 0$ befindet sich der Stössel in der Ausgangsposition (Feder ist entspannt). Der Arbeitsraum wird mit Hochdruck beaufschlagt.

$t^{(0)}$... Startzeit

$x^{(0)}$... Startposition des Stössels

p_{AR} ... Druck im Arbeitsraum

$t = t^{(0)} = 0:$

$$x = x^{(0)} \quad \text{Gl.4-36}$$

$$p_{AR} = p_{HD} \quad \text{Gl.4-37}$$

Durch den Differenzdruck ergibt sich die Pumpkraft F_P .

Δt_{sim} ... Länge eines Zeitschrittes in der Simulation

$$t = t^{(1)} = t^{(0)} + \Delta t_{sim} :$$

$$F_P = A_2 \cdot (p_{HD} - p_{ND}) \quad \text{Gl.4-38}$$

Die Pumpkraft F_P bewirkt eine Beschleunigung $a^{(1)}$.

$a^{(1)}$... Beschleunigung zum Zeitpunkt $t^{(1)}$

m_P ... Masse der beweglichen Pumpenteile

$$t = t^{(2)} = t^{(1)} + \Delta t_{sim} :$$

$$a^{(1)} = \frac{F_P}{m_P} \quad \text{Gl.4-39}$$

Durch die Beschleunigung setzt sich der Stößel in Bewegung. Für $t^{(n)}$ gilt dann allgemein

$v^{(n)}$... Geschwindigkeit des Stößels zum Zeitpunkt $t^{(n)}$

$\Delta V_{PR}^{(n)}$... Volumenänderung des Pumpraums seit dem Zeitpunkt $t^{(n-1)}$

$\dot{V}^{(n)}$... Volumenstrom des geförderten Mediums zum Zeitpunkt $t^{(n)}$

\dot{V}_m ... durchschnittlicher Volumenstrom über die gesamte Zeit

\dot{V}_{Ref} ... Referenzvolumenstrom zur Berechnung des Druckverlustes

p_{V_Ref} ... Druckverlust der Anlage bei einem Referenzvolumenstrom

$p_V^{(n)}(\dot{V})$... Druckverlust zum Zeitpunkt $t^{(n)}$

$F_d^{(n)}$... Dämpfungskraft aufgrund der Anlagenverluste zum Zeitpunkt $t^{(n)}$

D_{EA} ... Durchmesser der Leitungen am Mediumseintritt / -austritt

ν ... kinematische Viskosität des geförderten Mediums

$Re^{(n)}$... Reynoldszahl im Pumpeneintritt / -austritt zum Zeitpunkt $t^{(n)}$

$\Delta m^{(n)}$... Masse des verdrängten Mediums seit dem Zeitpunkt $t^{(n-1)}$

ρ ... Dichte des geförderten Mediums

m_{P_ges} ... gesamte beschleunigte Masse

$$t = t^{(n)} = t^{(1)} + \Delta t_{sim} :$$

Die Geschwindigkeit des Stößels zum Zeitpunkt $t^{(n)}$ ergab sich aus seiner Geschwindigkeit und der Beschleunigung multipliziert mit der Länge eines Zeitschritts zum Zeitpunkt $t^{(n-1)}$.

$$v^{(n)} = v^{(n-1)} + a^{(n-1)} \cdot \Delta t_{sim} \quad \text{Gl.4-40}$$

Die Position des Stößels zum Zeitpunkt $t^{(n)}$ ergab sich aus seiner Position und der Geschwindigkeit multipliziert mit der Länge eines Zeitschritts zum Zeitpunkt $t^{(n-1)}$.

$$x^{(n)} = x^{(n-1)} + v^{(n-1)} \cdot \Delta t_{sim} \quad \text{Gl.4-41}$$

Die Änderung des Pumpraumvolumens innerhalb eines Zeitschritts wurde aus der Differenz der Stößelpositionen, sowie den eingegebenen geometrischen Parametern der Membranen, sowie des Stütztellers und des Stößels berechnet.

$$\Delta V_{PR}^{(n)} = (x^{(n)} - x^{(n-1)}) \cdot \frac{\pi}{12} \cdot [D_1^2 + D_1 \cdot D_{St} + D_{St}^2 - (D_2^2 + D_2 \cdot D_{12} + D_{12}^2)] \quad \text{Gl.4-42}$$

Der Volumenstrom zum Zeitpunkt $t^{(n)}$ ergab sich aus der Pumpraumvolumenänderung dividiert durch die Dauer eines Zeitschritts.

$$\dot{V}^{(n)} = \frac{\Delta V_{PR}^{(n)}}{\Delta t_{sim}} \quad \text{Gl.4-43}$$

Der gemittelte Volumenstrom ergab sich aus der gesamten Änderung des Pumpraums bis zum Zeitpunkt $t^{(n)}$ dividiert durch die vergangene Zeit. Es wurden zwei Volumenströme getrennt summiert, abhängig davon, ob die Volumenänderung des Pumpraums positiv oder negativ war (ein- und ausfließende Volumenströme).

$$\dot{V}_m^{(n)} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta V_{PR}^{(i)}}{\Delta t_{sim_i}} \quad \text{Gl.4-44}$$

Der Druckverlust der Anlage wurde über einen Referenzdruckverlust bei einem Referenzvolumenstrom ermittelt, die Referenzwerte wurden abgeschätzt. Ob der Druckverlust des Saughubes (p_{VRefS}) oder des Druckhubes (p_{VRefD}) für p_{VRef} eingesetzt wurde, war abhängig von der Bewegungsrichtung des Stößels.

$$p_V^{(n)} = \frac{\dot{V}^{(n)^2}}{2 \cdot \dot{V}_{Ref}^2} \cdot p_{V_Ref} \quad \text{Gl.4-45}$$

Die Dämpfungskraft der Anlage zum Zeitpunkt $t^{(n)}$ entsprach dem Produkt aus Druckverlust und der Flächendifferenz der Membranen.

$$F_d^{(n)} = p_V^{(n)} \cdot (A_1 - A_2) \quad \text{Gl.4-46}$$

Die quadratische Abhängigkeit des Druckverlustes vom Volumenstrom ist nur bei turbulenten Strömungen gegeben. Über die Berechnung der Reynoldszahl konnte dies überprüft werden ($Re_{krit} \approx 2300$ für Rohrströmungen). Die Stoffwerte für die kinematische Viskosität des Mediums wurden abhängig von Druck und Temperatur über eine Stoffwertebibliothek in der Simulation berücksichtigt.

$$Re^{(n)} = \frac{4 \cdot V^{(n)}}{D_{EA}^2 \cdot \pi} \cdot \frac{D_{EA}}{\nu} \quad \text{Gl.4-47}$$

Die Federkraft zum Zeitpunkt $t^{(n)}$ berechnet sich aus der Multiplikation der Stösselposition mit der Federsteifigkeit.

$$F_F^{(n)} = -c \cdot x^{(n)} \quad \text{Gl.4-48}$$

Die Summe der wirkenden Kräfte zum Zeitpunkt $t^{(n)}$ ergab sich aus Pumpkraft, Dämpfungskraft und Federkraft.

$$\sum F^{(n)} = F_P^{(n)} + F_d^{(n)} + F_F^{(n)} \quad \text{Gl.4-49}$$

Die geförderte Masse zwischen den Zeitpunkten $t^{(n)}$ und $t^{(n-1)}$ wurde aus der Änderung des Pumpraumvolumens multipliziert mit der Dichte des Mediums berechnet. Die Stoffwerte für die Dichte des geförderten Mediums wurden abhängig von Druck und Temperatur über eine Stoffwertebibliothek in der Simulation berücksichtigt.

$$\Delta m^{(n)} = \Delta V_{PR}^{(n)} \cdot \rho \quad \text{Gl.4-50}$$

Die gesamte zu beschleunigende Masse zum Zeitpunkt $t^{(n)}$ war die Summe der beweglichen Pumpenteile und die bei diesem Hub geförderte Mediumsmasse.

$$m_{P_ges}^{(n)} = m_{P_ges}^{(n-1)} + \Delta m^{(n)} \quad \text{Gl.4-51}$$

Die Beschleunigung des Systems ergab sich somit aus der Division der Summe der wirkenden Kräfte durch die zu beschleunigende Masse.

$$a^{(n)} = \frac{\sum F^{(n)}}{m_{P_ges}^{(n)}} \quad \text{Gl.4-52}$$

4.4.4 Ergebnisse der Simulation

Für die ersten Versuche sollte die Pumpe aus Zeit- und Kostengründen möglichst aus Normteilen, die gegebenenfalls leicht angepasst werden sollten, bzw. aus möglichst einfach zu fertigenden Teilen bestehen. Durch die Simulation konnten die benötigten Eigenschaften einiger Bauteile abgeschätzt und überprüft werden.

In Tab. 4-1, Tab. 4-2 und Tab. 4-3 sind die Simulationsergebnisse bei drei unterschiedlichen Differenzdrücken dargestellt. Die Eingabeparameter entsprachen den Abmessungen und Eigenschaften der realisierten Konstruktion.

t_D	... Dauer des Druckhubes
t_S	... Dauer des Saughubes
t_{MV}	... Schaltzeit Magnetventil
\dot{V}_{MV}	... Volumenstrom unter Berücksichtigung der Schaltzeiten der Magnetventile

Betriebspunkt 1 (Differenzdruck 8,5 bar):

Tab. 4-1: Ergebnisse der Simulation bei einem treibenden Differenzdruck von 8,5 bar

p_{HD}	9,5	bar	t_D	0,39	s
p_{ND}	1,0	bar	t_S	1,05	s
$p_{V_Ref_D}$	0,30	bar	t_{MV}	0,25	s
$p_{V_Ref_S}$	0,05	bar	\dot{V}_m	0,11	lit/s
\dot{V}_{Ref}	0,06	lit/s	\dot{V}_{MV}	0,04	lit/s

Betriebspunkt 2 (Differenzdruck 4,0 bar):

Tab. 4-2: Ergebnisse der Simulation bei einem treibenden Differenzdruck von 4,0 bar

p_{HD}	5,0	bar	t_D	0,89	s
p_{ND}	1,0	bar	t_S	1,56	s
$p_{V_Ref_D}$	0,30	bar	t_{MV}	0,25	s
$p_{V_Ref_S}$	0,05	bar	\dot{V}_m	0,06	lit/s
\dot{V}_{Ref}	0,06	lit/s	\dot{V}_{MV}	0,03	lit/s

Betriebspunkt 3 (Differenzdruck 1,0 bar):

Tab. 4-3: Ergebnisse der Simulation bei einem treibenden Differenzdruck von 1,0 bar

p_{HD}	2,0	bar	t_D	2,10	s
p_{ND}	1,0	bar	t_S	2,00	s
$p_{V_Ref_D}$	0,30	bar	t_{MV}	0,25	s
$p_{V_Ref_S}$	0,05	bar	\dot{V}_m	0,02	lit/s
\dot{V}_{Ref}	0,06	lit/s	\dot{V}_{MV}	0,01	lit/s

Die „Regelung“ in der Simulation erfolgte, wie schon erwähnt, über die Stößelbewegung. Vergleicht man die Ergebnisse der Betriebspunkte 1 und 2 erkennt man, dass sich durch die geringere Druckdifferenz die Pumpfrequenz (längere Dauer der Hübe) verringert. Der geförderte Volumenstrom nimmt dementsprechend ab.

Beim niedrigsten Differenzdruck im Betriebspunkt 3 ist dieser zu gering, um den gesamten Hub durchzuführen, der Stößel erreicht den unteren Totpunkt nicht.

5 KONSTRUKTION

Um das Pumpenkonzept vorab zu testen und erste Erfahrungen für die Konstruktion der thermischen Lösungsmittelpumpe zu bekommen, wurde aus Gründen der Einfachheit eine Pumpe konstruiert, die mit den unkritischen Medien Luft (statt des Ammoniakdampfes) und Wasser (statt der Lösung) betrieben wurde. In erster Linie konnte so das dynamische Verhalten beobachtet und die Förderleistung, sowie der Antriebsgasbedarf eruiert werden. Über die thermische Belastung aufgrund der höheren Temperaturen, die in der Absorptionsanlage herrschen, sowie die chemische Belastung durch die Korrosivität des Ammoniaks konnten jedoch keine Informationen gesammelt werden. Durch den Entfall dieser Belastungen blieb ein größerer Spielraum bezüglich der Werkstoffwahl der einzelnen Bauteile, der zeitliche und finanzielle Aufwand konnte dadurch deutlich reduziert werden.

Für den Antrieb der Pumpe konnte, über die Druckluftanlage des Institutes für Wärmetechnik der TU Graz, Luft bis zu einem Absolutdruck von 9,5 bar bereitgestellt werden. Da das Verhalten der Pumpe bei unterschiedlichen Differenzdrücken zwischen Hoch- und Niederdruck von Bedeutung ist, weniger das Druckniveau, lag es nahe den Niederdruck (p_{ND}) auf Atmosphärendruck festzulegen. Durch diese Maßnahme ließ sich der konstruktive Aufwand ebenfalls verringern, da der Federraum nicht gegen die Atmosphäre abgedichtet werden musste.

5.1 1. Ausführung der druckluftbetriebenen Pumpe

In Abb. 5-1 und Abb. 5-2 ist die erste Variante der Pumpe für die Vorversuche dargestellt. Die Pumpe lässt sich, entsprechend den Kammern, in drei Teile gliedern.

Der Großteil der Bauteile der Pumpe wurde aus Edelstahl gefertigt, damit für verschiedene Bauteile die Möglichkeit bestand, diese, falls erforderlich, in der thermischen Lösungsmittelpumpe für NH_3/H_2O auch weiter verwenden zu können.

Der oberste Teil beinhaltet den Arbeitsraum. Er ist durch acht Schrauben (16) mit dem mittleren Teil verbunden. Er besteht aus zwei bearbeiteten Normflanschen (6, 8) und einer kreisrund ausgeschnittenen Stahlplatte mit Mittelbohrung (7).

Eine Membran (17) trennt den mittleren Teil vom oberen Teil. Der mittlere Teil umschließt den Pumpraum und wurde ebenfalls aus einem Normflansch (5) und einer kreisrund ausgeschnittenen Stahlplatte gefertigt (4).

8 Passschulterschrauben (20) verbinden den mittleren Teil mit dem unteren Teil, der aus einem großen bearbeiteten Edstahlrundling (2) und einer Stahlplatte mit Mittelbohrung (3) zusammengeschweißt wurde. Die große Masse sollte der Schwingungsdämpfung dienen.

Im Inneren der Pumpe befindet sich grundsätzlich der Stößel (14, 15), der die zwei Membranen (17, 19) miteinander verbindet, der Stützteller (9, 10) der oberen Membran und zwei Federn (12, 23).

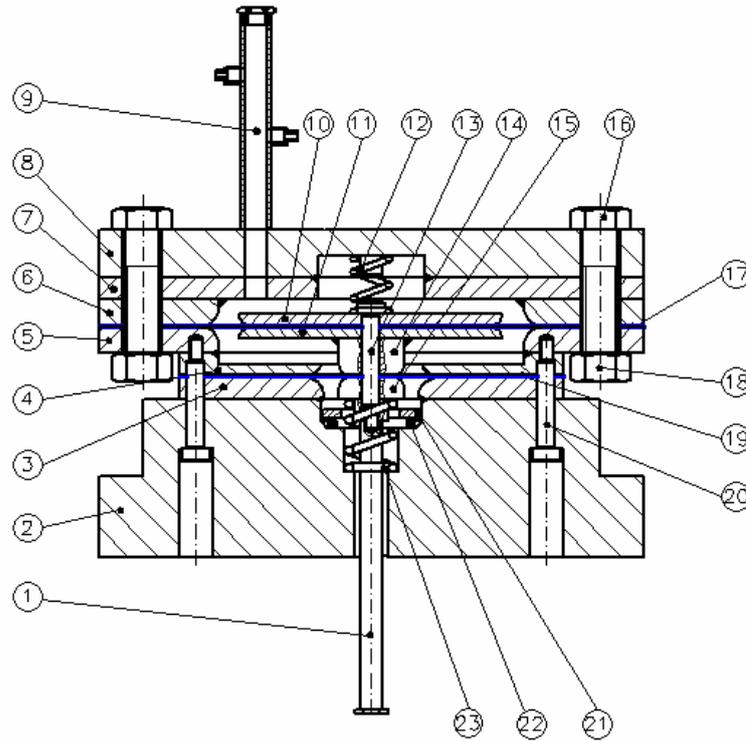


Abb. 5-1: Zusammenstellungszeichnung der Pumpe

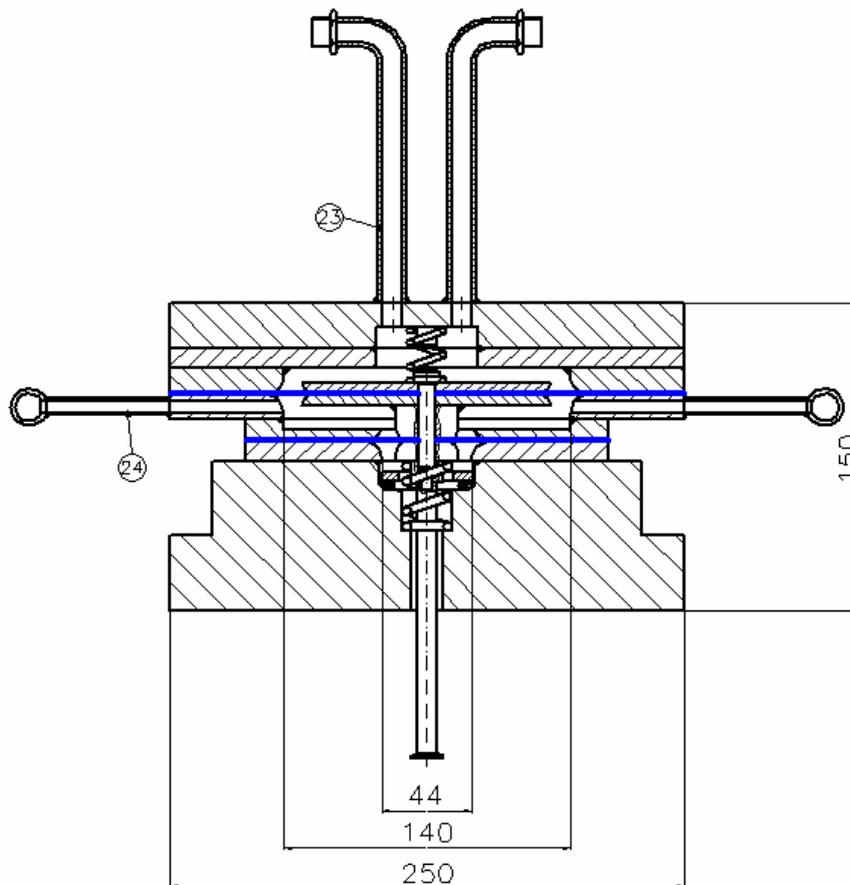


Abb. 5-2: Zusammenstellungszeichnung der Pumpe, Ansicht um 22,5° gedreht

Tab. 5-1: Stückliste der Pumpe

#	Bezeichnung	Halbzeug / Normteil	Material
1	Indikatorstift	Stangenware Durchmesser 10 mm	k.A.
2	Basis	Edelstahlrundling 250 x 75	k.A.
3	Dichtmembranflansch, unten	Edelstahlplatte Dicke 10 mm	k.A.
4	Dichtmembranflansch, oben	Edelstahlplatte Dicke 10 mm	k.A.
5	Pumpmembranflansch, unten	Losflansch DIN 2642 PN10 DN125 1/2Blatt Reihe 2	304
6	Pumpmembranflansch, oben	Losflansch DIN 2642 PN10 DN125 1/2Blatt Reihe 2	304
7	Distanzflansch	Edelstahlplatte Dicke 10 mm	k.A.
8	Deckel	Blindflansch DIN 2527 PN16 DN125	1.4307
9	Druckmessung, Luft	Rohr 14 x 2	k.A.
10	Stützteller, oben	Edelstahlplatte Dicke 5 mm	k.A.
11	Stützteller, unten	Edelstahlplatte Dicke 5 mm	k.A.
12	Sicherheitsfeder	Druckfeder Hennlich 68/1/1	1.1200
13	Schulterpassschraube	h8 / M6 x 70 ISO 7379	12.9
14	Stößel, oben	Stangenware Durchmesser 30 mm	k.A.
15	Stößel, unten	Stangenware Durchmesser 30 mm	k.A.
16	Schaftschraube	M18 x 70	k.A.
17	Pumpmembran	EPDM 4660 60° ShA Dicke 2 mm	EPDM 4660
18	Mutter	M18	k.A.
19	Dichtmembran	EPDM 4660 60° ShA Dicke 2 mm	EPDM 4660
20	Schulterpassschraube	h8 / M6 x 70 ISO 7379	12.9
21	Anschlagscheibe	Stangenware Durchmesser 30 mm	k.A.
22	Dämpfungsring	Oring	k.A.
23	Rückstellfeder	Druckfeder Hennlich 65/37/1	1.1200
24	Anschluss Druckluft	Rohr 14 x 2	k.A.
25	Anschluss Wasser	Rohr 8 x 1	k.A.

Obwohl der maximale Differenzdruck gegen den Deckel (8) 8,5 bar betragen sollte, wurde der Blindflansch nach DIN 2527 (PN 16) gewählt, da er durch die Anschlüsse für die Druckluft (zwei Bohrungen mit Durchmesser zehn Millimeter), und für den Einbau einer Zylinderfeder noch geschwächt wurde. Obwohl aus der Excel-Simulation abzuschätzen war, dass das System aufgrund der Dämpfung nicht überschwingt, wurde aus dem Deckel ein Führungsbolzen für eine Zylinderfeder (12) herausgedreht.

Über die Anschlussbohrungen für die Druckluft wurde jeweils eine Rohrleitung (24) an den Deckel geschweißt.

Zur Druckmessung im Arbeitsraum wurde ein weiteres Loch gebohrt, an das ein Stück Rohr angeschweißt wurde. Auf diesem Rohr waren zwei Anschlüsse für Kapillarleitungen angebracht. Das obere Ende wurde mit einem Blindstopfen verschlossen, konnte aber gegebenenfalls zu einem Anschluss umfunktioniert werden.

Um für die Zylinderfeder (12) Platz zu schaffen, wurde in diesem ersten Konzept ein zusätzlicher Distanzflansch (7) zwischen Deckel (8) und oberem Pumpmembranflansch (6) vorgesehen. Der Distanzflansch wurde mit einer konzentrischen Bohrung gleichen Durchmessers versehen, sowie mit acht Schraubenlöchern gemäß den genormten Flanschen zwischen denen sich dieser befindet.

Die Pumpmembranflansche (5, 6) waren Normflansche nach DIN 2624 (PN 10), da die Belastung rein radial erfolgte und keine (nennenswerten) Biegemomente auftraten. Auch die Bohrungen, die für den Anschluss des Wassers im unteren Pumpmembranflansch gefertigt

wurden, führten aufgrund der Belastungsrichtung zu keinen Festigkeitsproblemen. Da sich die Membranen bei der Hubbewegung durch den Druckdifferenz an die Flansche anschmiegen, wurden die scharfen Kanten mit einem Radius von 8 Millimetern abgerundet.

Für die Wasserzu- und -abfuhr wurden in den unteren Pumpmembranflansch je drei Löcher in radialer Richtung gebohrt, an jedes dieser Löcher wurde ein Rohr (25) geschweißt. Jeweils drei dieser Leitungen wurden in einem Verteiler- bzw. Sammelrohr zusammengeführt.

In Abb. 5-3 ist der untere Pumpmembranflansch dargestellt.

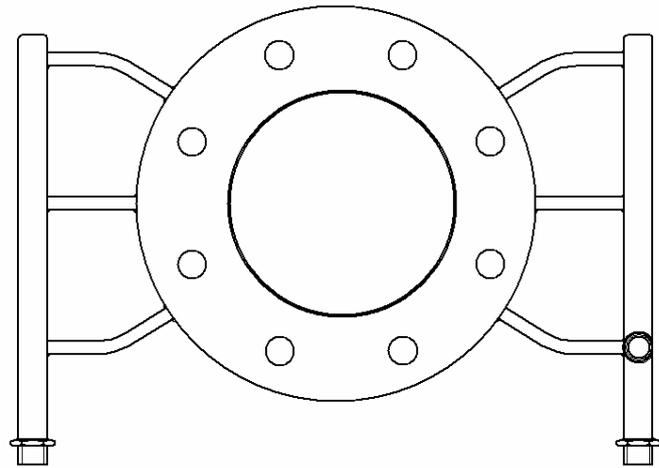


Abb. 5-3: Detailzeichnung des unteren Pumpmembranflansches

Für die Dichtmembranflansche (3, 4) konnten keine passenden Normteile gefunden werden, diese wurden aus einer Edelstahlplatte mit 10 mm Dicke ausgeschnitten. Aufgrund der Belastungsrichtung bestand auch für diese keine Gefahr zu klein dimensioniert zu sein. Gemäß dem gewünschten Flächenverhältnis der Membranen wurden aus den kreisrunden Edelstahlplatten konzentrische Bohrungen gedreht. Die Kanten der Flansche, zwischen denen sich die Membrane befanden, wurden mit einem Radius von 8 Millimetern abgerundet.

Um den Hub zu vergrößern wurde, entsprechend dem Innendurchmesser des unteren Pumpmembranflansches, die halbe Dicke des oberen Dichtmembranflansches (4) weggenommen.

Die Basis (2) für die Pumpe wurde aus einem großen Edelstahlrundling gefertigt. In der Basis hat die Rückstellfeder (23) ihren Sitz. Eine weitere Bohrung durch die gesamte Basis sollte die Beaufschlagung der Unterseite der Dichtmembran (19) mit Atmosphärendruck gewährleisten. Außerdem konnte durch diese Bohrung ein Indikatorstift (1) geführt werden, der, fest verbunden mit dem Stößel, half das dynamische Verhalten der Pumpe im Betrieb beobachten zu können, d.h. die Bewegung des Stößels, also Hub und Hubgeschwindigkeit, sowie eventuelles Nachschwingen und Rückstellzeit.

Um das Pumpvolumen zu vergrößern und die Pumpmembran mit dem Stößel zu verbinden wurde ein Stützteller (10, 11) gefertigt. Er bestand aus zwei kreisrunden Platten zwischen denen die Pumpmembran eingeklemmt wurde. Die Stütztellerplatten wurden membranseitig ebenfalls mit Radien versehen. Der Stütztellerdurchmesser wurde so gewählt, dass das Verhältnis zwischen maximalen Hub und freier, radialer Pumpmembranlänge (mit bereits abgerundeten Stütztellerkanten) 1 : 2 betrug.

Der Stößel (14, 15) selbst diente gleichzeitig als Stützteller für die Dichtmembran. Auch die Kanten der Stößelteile wurden abgerundet. Der Durchmesser dieses Bauteils ist nach unten hin begrenzt, um noch eine ausreichende Klemmfläche für die Membrane zu Verfügung zu stellen. Der untere Teil des Stößels wurde ebenfalls außen abgedreht. Dies diente zur sicheren Führung der Rückstellfeder (23).

Der Stützteller (10, 11), der Stößel (14, 15) und der Indikatorstift (1) wurden mit einer Passschulter-schraube (13) zentriert und verbunden. Durch diese Schraube war auch die notwendige Pressung der beiden Membrane an den beweglichen Pumpenteilen gewährleistet. Die untere Stütztellerplatte wurde mit dem oberen Stößelteil verschweißt.

An den Kopf der Passschulter-schraube (13) wurde eine Zylinderfeder (12) gesteckt, die bei einem unvorhergesehenen Überspringen den harten Aufschlag des Stütztellers (10, 11) gegen den Deckel (8) verhindern sollte.

Als Rückstellfeder (23) diente ebenfalls eine Zylinderfeder. Der maximale Federweg der Rückstellfeder betrug 9,4 Millimeter, damit war der untere Totpunkt festgelegt. Die beiden Zylinderfedern waren ohne Vorspannung eingebaut.

Um bei großen Differenzdrücken ein hartes Aufschlagen im Druckhub im unteren Totpunkt zu verhindern, wurde eine Dämpfung in Form eines Orings (22) mit einer Anschlags-scheibe (21) in der Basis (2) vorgesehen. Der Weg den der Stößel (14, 15) zurücklegen konnte, bevor er auf die Anschlags-scheibe stieß, betrug fünf Millimeter, die darauffolgende Quetschung des Orings absorbierte Energie und verlangsamte die Hubbewegung bis zum unteren Totpunkt, sofern dieser überhaupt erreicht werden konnte.

Durch Verschweißen wurden der Deckel mit dem Distanzflansch und dem oberen Pumpmembranflansch, sowie der untere Pumpmembranflansch mit dem oberen Dichtmembranflansch und der untere Dichtmembranflansch mit der Basis unlösbar und dicht miteinander verbunden. Der Pumpenkörper besteht somit aus drei Teilen, die durch Schrauben verbunden werden konnten. Mittels acht Schafschrauben (16) mit Muttern (18) der obere mit dem mittleren Teil, mittels Passschulter-schrauben (20) der mittlere mit dem unteren.

Die Pumpmembran (17) wurde am äußeren Durchmesser durch das Verschrauben des oberen und des mittleren Pumpenkörperteiles durch die Schafschrauben geklemmt und dichtete auf diese Weise gegen die Atmosphäre ab. Innen wurde die Membran von den zwei Stütztellerplatten gequetscht und dichtete so die Druckluft gegen das Wasser ab.

Die Dichtmembran (19) wurde am äußeren Durchmesser durch das Verschrauben des mittleren und des unteren Pumpenkörperteiles durch die Passschulter-schrauben geklemmt und dichtete auf diese Weise gegen die Atmosphäre ab. Innen wurde die Dichtmembran von den zwei Stößelteilen gequetscht und dichtete so das Wasser gegen die Umgebung ab.

5.2 Membranen

Für eine sichere und effiziente Funktion der Pumpe wurde ein Membranwerkstoff gesucht, der gleichermaßen elastisch dehnbar, wie fest ist. Desweiteren sollte in Hinblick auf die Lösungsmittelpumpe bei den Versuchen mit Wasser und Luft ein Material verwendet werden, dass resistent gegen Ammoniak und Ammoniak-Wasser-Lösungen ist. So ein Material ist EPDM. Für Pumpenanwendungen sind durch Textilien oder andere Kunststoffe (z.B. Nylon (PA66)) verstärkte EPDM-Tücher vorzuziehen, da sie eine höhere Lebensdauer, eine höhere Festigkeit und eine geringere plastische Verformung besitzen.

Um abschätzen zu können, ob das Material den Anforderungen gewachsen ist, wurde überschlagsmäßig die Spannung berechnet, die bei maximal anliegendem Druck auf die Membran wirkt. Die kritischste Stelle ist der Umfang der Dichtmembran an der inneren Einspannung (vorgegeben durch den Stößeldurchmesser), da die Kraft hier von der kürzesten Membranlänge aufgenommen werden muss.

Δp_{DM}	... maximaler Überdruck an der Dichtmembran
F_{DM}	... wirkende Kraft auf Dichtmembran
A_{DM}	... Fläche der Dichtmembran
σ_{DM_l}	... längenspezifische Spannung am inneren Umfang der Dichtmembran
U_{DM}	... Umfang der Dichtmembran an der inneren Einspannung
σ_{DM}	... Spannung am inneren Umfang der Dichtmembran
t_{DM}	... Dicke des Dichtmembranmaterials

$$\Delta p_{DM} = p_{HD} + \Delta p_{D_max} - p_{ND} \quad \text{Gl.5-1}$$

Aus der Druckdifferenz zwischen beiden Seiten der Dichtmembran kann die von der Dichtmembran aufzunehmende Kraft berechnet werden.

$$F_{DM} = A_{DM} \cdot \Delta p_{DM} \quad \text{Gl.5-2}$$

Die umfangsspezifische Spannung ergibt sich somit zu

$$\sigma_{DM_l} = \frac{F_{DM}}{U_{DM}} \quad \text{Gl.5-3}$$

Mit der Stärke der Membrane kann die tatsächlich herrschende Spannung im Material (σ_{DM}) berechnet werden.

$$\sigma_{DM} = \frac{\sigma_{DM_l}}{t_{DM}} \quad \text{Gl.5-4}$$

Diese Spannung bewirkt eine Dehnung der Membran. Sollte aufgrund der Konstruktion diese Verformung an einem Punkt verhindert werden, sodass die Spannung im Material nicht mehr erreicht werden kann, ist ein Werkstoff einsetzbar, dessen Festigkeit unter der oben berechneten Spannung liegen darf. Eine Reißdehnung von 200% reichte aus, dass sich die Dichtmembran vollständig an die Umgebung anlegen konnte.

5.2.1 Membranen aus unverstärktem EPDM 4660

In Abb. 5-4 ist eine Dichtmembran aus EPDM 4660 abgebildet.

Für die ersten Versuche wurde von der auf Dichtungen spezialisierten Firma „Flohreus“ ein Kunststofftuch (EPDM 4660) erworben. Das eingesetzte EPDM 4660 hat eine Festigkeit von $13,5 \text{ N/mm}^2$, bei dieser Spannung aber eine Dehnung von 600%. Obwohl aufgrund der herrschenden Druckdifferenzen und der Flächenverhältnisse die Festigkeit des EPDM 4660 nicht ausgereicht hätte, hielten die Membrane aufgrund der hohen Reißdehnung der Belastung stand.

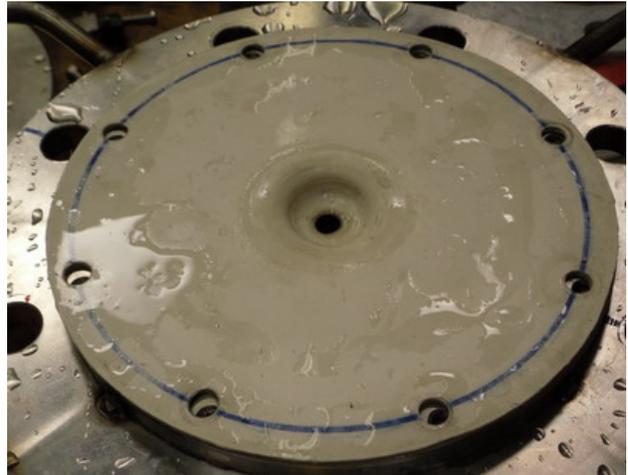


Abb. 5-4: Dichtmembran aus EPDM 4660

Ein großer Nachteil dieser hohen Verformbarkeit ist das geringere Fördervolumen pro Hub, aufgrund der großen Verformung der Dichtmembran beim Druckhub.

5.2.2 Membranen aus nylonverstärktem EPDM

In Abb. 5-5 ist eine Dichtmembran aus nylonverstärktem EPDM abgebildet.

Für weitere Versuche wurden von der Firma „Effbe“ Muster zweier Pumpmembrantücher zur Verfügung gestellt. Ein EPDM-Tuch mit Nylonverstärkung und ein Neoprentuch mit Nylonverstärkung. Aufgrund der Ähnlichkeit der beiden Materialien bezüglich ihrer Festigkeit, wurden im Zuge dieser Diplomarbeit nur mit dem gewebeverstärkten EPDM-Tuch Messreihen aufgenommen.

Die Gewebeverstärkung aus Nylon (PA66) nimmt den Großteil der Last auf und ist somit die für eine Abschätzung der Festigkeit relevante Komponente des Verbundwerkstoffes. Eine aus Nylonstreifen gewobene Matte ist zwischen zwei EPDM-Tücher mit einer Stärke von je $0,25 \text{ mm}$ eingebettet. Die Gewebeverstärkung hat eine Stärke von $0,3 \text{ mm}$.

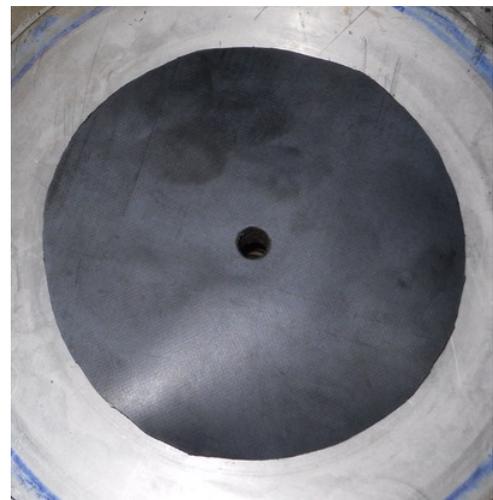


Abb. 5-5: Dichtmembran aus nylonverstärktem EPDM

Es konnten vom Hersteller keine technischen Daten über die Kunststofftücher bezogen werden. Daten zu den Materialien wurden daher aus der Literatur entnommen (Bottenbruch, Binsack 1998).

Die Zugfestigkeit und die Reißdehnung von PA66 variieren stark mit dessen Feuchtegehalt und Temperatur. Trockenes Nylon hat eine Reißspannung von 60 N/mm^2 , eine Reißdehnung von 50 % und eine Streckspannung, die höher ist als die Reißspannung. Mit zunehmender Temperatur und zunehmendem Feuchtigkeitsgehalt sinkt die Reißspannung auf bis zu 50 N/mm^2 und die Reißdehnung steigt auf 300%. Die Streckspannung sinkt unter den Wert der Reißspannung, das heißt, dass plastische Verformungen auftreten können, bevor die Membran bricht.

5.2.3 Einbau der Membranen

Die Einbau der Membranen bewegte sich zwischen den zwei folgenden Bedingungen.

1) Spannungsfrei in der Mittellage:

Die Membranen werden in der Mittellage ohne Spannung geklemmt. Jede Auslenkung aus der Mittellage führt dazu, dass die Membranen wie eine parallel geschaltene Rückstellfeder wirken, die den Druckhub behindern und den Saughub unterstützen. Ein Vorteil ist die geringere Ausbeulung durch die in der Membrane wirkende Spannung.

2) Spannungsfrei in den Totpunkten:

Die Membranen werden gestaucht eingebaut, d.h. dass sie erst in oder nahe den Totpunkten beginnen Kräfte aufzunehmen. Der Druckhub würde dadurch nicht zusätzlich behindert und der Saughub nicht unterstützt. Ein Nachteil ist die stärkere Ausbeulung und die dadurch geringere Fördermenge in Betriebspunkten, in denen der obere und der untere Totpunkt nicht erreicht werden. Bei niedrigen Differenzdrücken verringert sich das Fördervolumen noch zusätzlich.

Abhängig von der Steifigkeit des Membranwerkstoffes sollte ein Mittelweg zwischen den beiden beschriebenen Einbaumöglichkeiten gewählt werden. In der ersten Ausführung der druckluftbetriebenen Pumpe wurde der Einbau der Membranen nach Punkt 1 gewählt.

5.3 Überprüfung der Dichtheit

In Abb. 5-6 ist die Pumpe bei der Dichtheitsprüfung abgebildet.

Nach der Fertigstellung der Pumpe wurde sie auf Dichtheit überprüft. Ein großes Fass wurde mit Wasser gefüllt und die Pumpe darin platziert. Jeweils ein Anschluss für Druckluft und Wasser wurde versperrt, die zweiten wurden mit einer Gasflasche verbunden, die Stickstoff auf hohem Druckniveau beinhaltet. Der Arbeits- und der Pumpraum wurden abwechselnd und auch gleichzeitig sukzessive mit Druck bis zu 20 bar beaufschlagt. Bei Drücken über 15 bar und einer Beaufschlagungszeit von mehreren Sekunden wurde die Konstruktion undicht. Um Material zu sparen wurde dieser Test nur mit Membranen aus EPDM 4660 ohne Gewebeverstärkung durchgeführt.



Abb. 5-6: Überprüfung der Dichtheit der Pumpe

In Abb. 5-7 ist das Versagen der Pumpmembran am Umfang der inneren Einspannung abgebildet.

Bei der Beaufschlagung des Pumpraums mit einem Druck von 20 bar, dehnte sich die Pumpmembran so stark, dass sie sich an den unteren Pumpmembranflansch anlegte und Material (rot eingekreist) in die Anschlussbohrungen (grün eingekreist) der Wasserleitung drückte. Dadurch entstand an der Stelle der Bohrungen eine zusätzliche radiale Zugspannung. Die Membran versagte an der inneren Einspannung (blau eingekreist), aufgrund dieser zusätzlichen radialen Spannung.



Abb. 5-7: Versagen der Pumpmembran

In Abb. 5-8 ist das Versagen der Dichtmembran am Umfang der inneren Einspannung abgebildet.

Bei der Beaufschlagung des Pumpraums und des Arbeitsraums mit einem Druck von 20 bar, riss die Dichtmembran am Umfang der inneren Einspannung. Die eigenartige plastische Verformung der Dichtmembran zwischen unterem Stößelteil und unterem Dichtmembranflansch wurde nicht weiter untersucht, da dieses Phänomen bei Drücken auftrat, die mehr als doppelt so hoch waren, wie die maximalen Drücke im Versuchsbetrieb. In Abb. 5-8 ist deutlich zu sehen, dass der Riss an der Stelle der größten Verformung auftrat.



Abb. 5-8: Versagen der Dichtmembran

5.4 2. Ausführung der druckluftbetriebenen Pumpe

Nach den ersten Versuchen mit der Pumpe im Prüfstand konnten erste Erkenntnisse gewonnen werden:

- 1) Die Membranen hielten den Drücken stand. Bei hohen Druckdifferenzen reichte die Pressung der Dichtmembran durch die zwei Stößelteile nicht aus. Die Membran dehnte sich und rutschte über den unteren Stößelteil aus der Befestigung.

In Abb. 5-9 ist das Überstülpen der Dichtmembran über den unteren Stößelteil dargestellt.

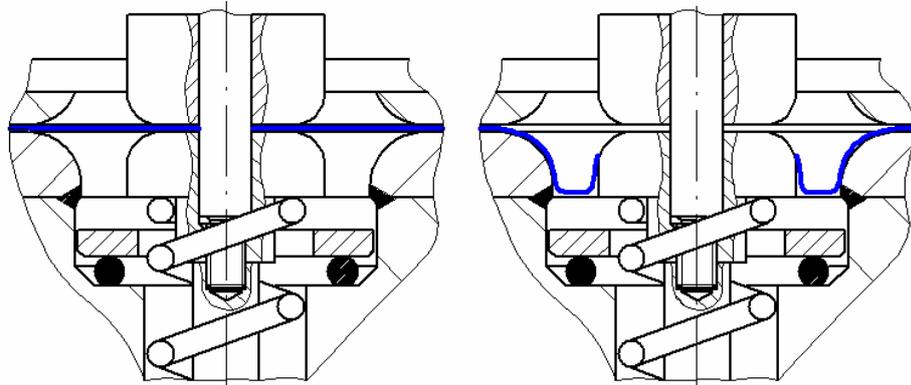


Abb. 5-9: Überstülpen der Dichtmembran aufgrund unzureichender Pressung (links: vor dem Überstülpen / rechts: nach dem Überstülpen)

Weiters konnte mit Hilfe des Indikatorstifts festgestellt werden, dass es bei der Hubbewegung nur zu einer sehr geringen Verkantung des Stößels kam. Aufgrund der Erfahrung aus den ersten Versuchen wurde der untere Stößelteil adaptiert, um dem Problem des Überstülpens der Dichtmembran entgegen zu wirken.

Der untere Stößelteil wurde mit größerem Durchmesser neu gefertigt, um die Bohrung wurde die Stirnseite leicht abgeschrägt, wie in Abb. 5-9 dargestellt. Ziel war es, Membranmaterial beim Klemmen der Dichtmembran nach innen zur Bohrung zu quetschen. Dieses zusätzliche Material sollte sich bei Druckbeaufschlagung selbst daran hindern aus der Klemmfläche gezogen zu werden. Durch den größeren Durchmesser hätte sich die Membran zusätzlich mehr dehnen müssen, um über den unteren Stößelteil rutschen zu können. So wird ein zusätzlicher Widerstand gegen das Ausziehen erzeugt.

In Abb. 5-10 sind der alte (links oben) und zum Vergleich der neue untere Stößelteil (links unten) dargestellt, sowie die Integration des neu gefertigten unteren Stößelteils in der Pumpe (rechts).

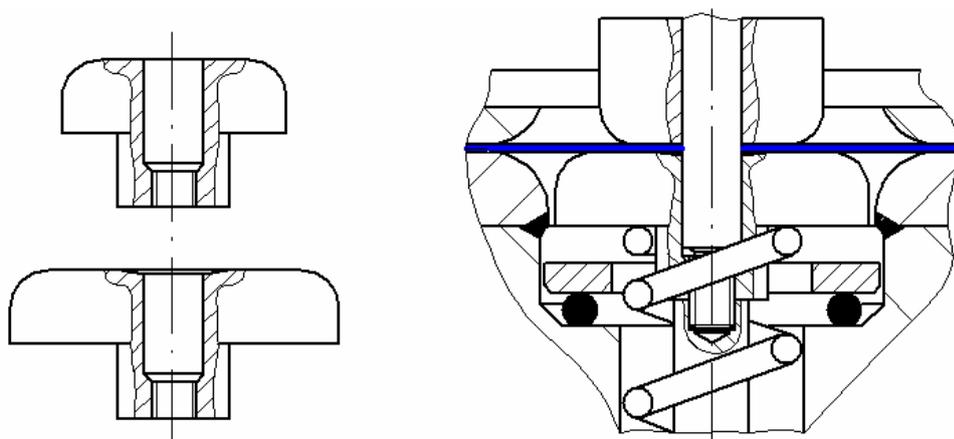


Abb. 5-10: Adaption des unteren Stößelteils (links: Vergleich des alten (oben) mit dem neuen unteren Stößelteil (unten) / rechts: neuer unterer Stößelteil im eingebauten Zustand)

Ein weiterer Vorteil der größeren Auflagefläche des neuen Stößels ist die Behinderung des Ausbeulens nach unten während des Druckhubes. So konnte auch das Fördervolumen (ΔV_{PR}) vergrößert werden.

- 2) Die Hubbewegung bei Druckbeaufschlagung erfolgte schneller als die Rückstellung bei Entlastung, es war kein Schwingungsverhalten zu beobachten, ein Überspringen ebenfalls nicht. Die Sicherheitsfeder wurde also nicht benötigt, wie in Abb. 5-11 dargestellt.

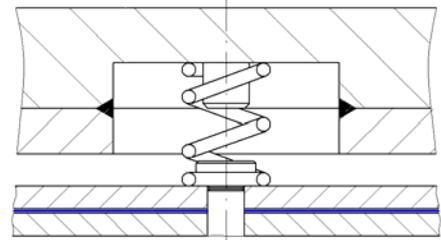


Abb. 5-11: Detailansicht Sicherheitsfeder

In Abb. 5-12 ist die Verschiebung des oberen Totpunkts durch Einlegen einer Distanzscheibe dargestellt.

Durch Einlegen einer Distanzscheibe mit einer Dicke von vier Millimetern unter die Rückstellfeder konnte der gesamte Federweg der Rückstellfeder genutzt und damit der Hub erhöht werden. Die „Nullstellung“ des Stößels verlagerte sich somit in den oberen Totpunkt. Im Gegensatz zur ersten Konstruktionsvariante wurde die Membrane spannungsfrei im oberen Totpunkt eingebaut (siehe Kapitel 5.2.3).

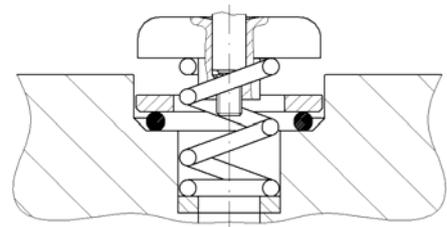


Abb. 5-12: Detailansicht Distanzscheibe

- 3) Durch das große Totvolumen im Arbeitsraum (Raum für Zylinderfeder, Rohrleitungen der Luftanschlüsse bis zu den Magnetventilen, Anschluss für die Druckmessung, etc.) war der Druckluftbedarf um die Pumpe anzutreiben sehr hoch.

Nach Mittelung der ersten Ergebnisse resultierte ein Luftbedarf von 7 Liter Druckluft pro Liter Wasser bei einem Differenzdruck ($p_{HD} - p_{ND}$) von 8,5 bar. Durch einen Umbau der Pumpe konnte der vorhandene Schadraum um ca. 40 % verringert werden.

Abb. 5-13 zeigt die Schadraumverringerung durch konstruktive Veränderungen der Pumpe im Vergleich der ersten (links) zur zweiten Ausführung (rechts) der druckluftbetriebenen Pumpe

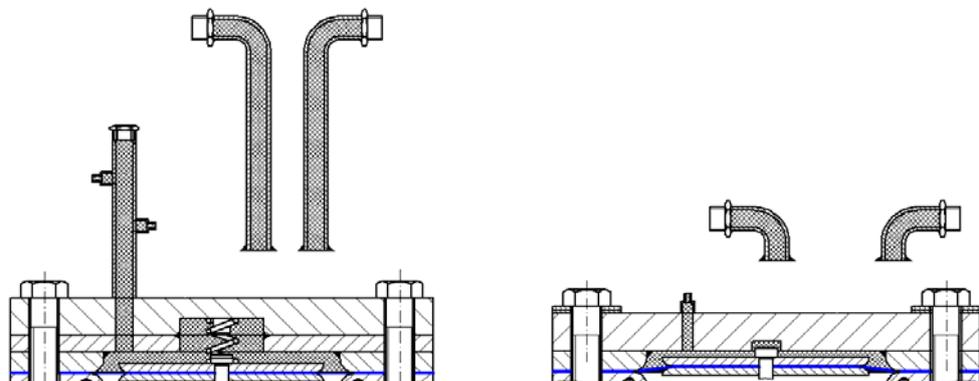


Abb. 5-13: Schadraumverkleinerung durch Adaption der Pumpe (links: alt / rechts: neu)

Wie in Abb. 5-13 dargestellt, wurden die Rohrleitungen für die Luftanschlüsse verkürzt, der Distanzflansch entfernt und ein neuer Deckel gefertigt.

In Abb. 5-14 und Abb. 5-15 ist die zweite Ausführung der druckluftbetriebenen Pumpe nach vorgenommener konstruktiven Adaption dargestellt.

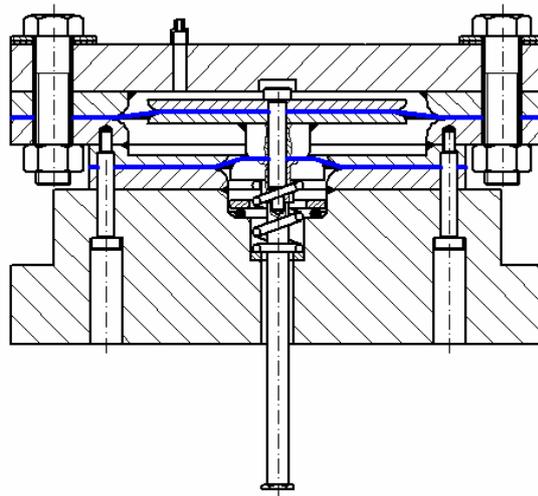


Abb. 5-14: Zusammenstellungszeichnung der Pumpe nach dem Umbau

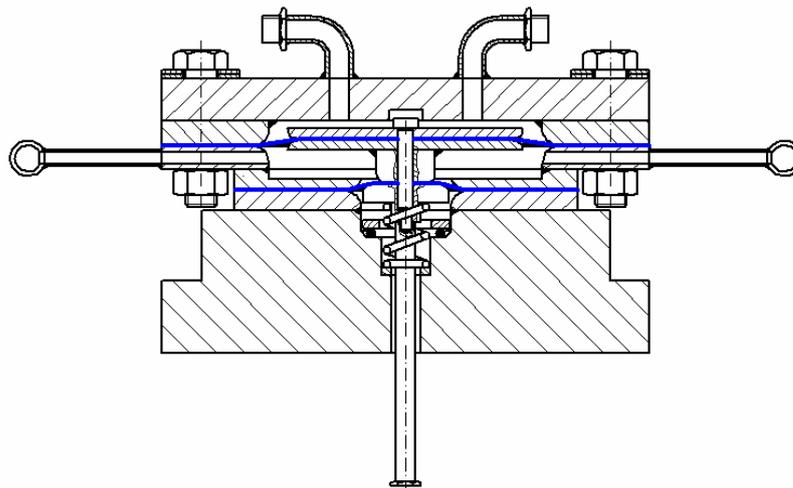


Abb. 5-15: Zusammenstellungszeichnung der Pumpe nach dem Umbau, Ansicht um 22,5° gedreht

Nach dem Einbau der Pumpe und einer weiteren Versuchsreihe konnte eine Reduktion des Druckluftbedarfs auf knapp über 4 Liter Druckluft pro Liter geförderte Wassermenge ermittelt werden bei einem Differenzdruck ($p_{HD} - p_{ND}$) von 8,5 bar.

6 VERSUCHSSTAND

6.1 Aufbau des Versuchsstandes

Um die Pumpe zu testen und Messreihen aufzunehmen, ist ein Versuchsstand aufgebaut worden. In diesem Versuchsstand wurde die Pumpe bei verschiedenen Betriebsbedingungen, sowie unterschiedlichen Differenzdrücken und Druckverlusten hinsichtlich Förderstrom und Druckluftbedarf untersucht.

Die Druckmessung gab den herrschenden Druck an der jeweiligen Stelle als Überdruck über Atmosphärenniveau aus. Im Folgenden werden die gemessenen Überdrücke an den Positionen 4_L , 7_L und 4_W als Differenzdrücke bezeichnet.

Die Druckverluste des Versuchsstandes selbst waren nicht bekannt, durch Strangregulierventile an den Positionen 7_W und 9_W konnte aber ein zusätzlicher, bekannter Druckverlust erzeugt werden.

In Abb. 6-1 ist der Aufbau des Versuchsstandes schematisch dargestellt.

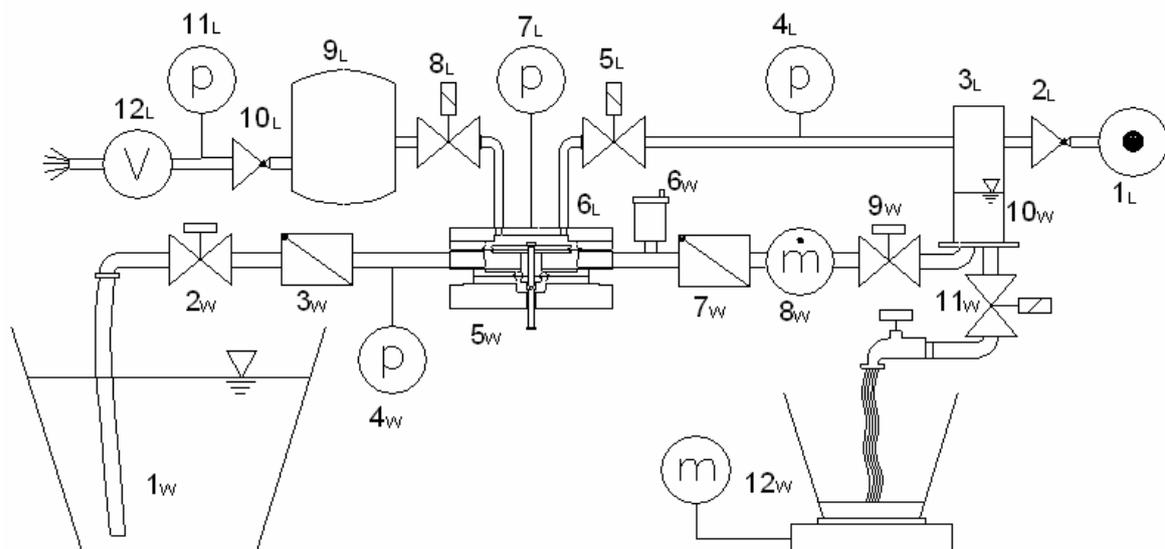


Abb. 6-1: Schematische Darstellung des Versuchsstandes

6.1.1 Luftversorgung

Die Druckluft wurde von der Druckluftanlage (1_L) des Institutes für Wärmetechnik der TU Graz bereitgestellt. Um unterschiedliche Differenzdrücke zu realisieren, wurde unmittelbar an den Druckluftanschluss ein manuell verstellbarer Druckminderer (2_L) installiert. Vom Druckminderer führte eine Leitung hin zum Hochdruckbehälter (3_L), in den die Pumpe das Wasser fördern sollte (durch diese Leitungsführung wurde der Hochdruckbehälter mit dem Hochdruck beaufschlagt, mit dem die Pumpe auch angetrieben wurde). Vom Hochdruckbehälter führte eine Rohrleitung zur Pumpe, an der ein Anschluss für eine Druckmessung (4_L) angebracht wurde. Durch ein eingebautes Magnetventil (5_L) konnte die Druckluftzufuhr im Arbeitsraum der Pumpe (6_L) geregelt werden. Der Differenzdruck im Arbeitsraum der Pumpe wurde über eine Kapillarleitung im Pumpendeckel (7_L) gemessen. Unmittelbar nach der Pumpe folgte ein weiteres baugleiches Magnetventil (8_L) über das die für den Pumpenantrieb genutzte Luft

abgeführt wurde, wobei das verbrauchte Luftvolumen am Ende mit einem Balgengaszähler (12_L) ermittelt wurde. Da Balgengaszähler sehr empfindlich gegen zu hohe Überdrücke sind, wurde zwischen dem Luftauslassventil und dem Messgerät ein großer Ausgleichsbehälter (9_L) mit anschließendem Druckminderer (10_L) vorgesehen. Der Druckminderer stellte einen großen Strömungswiderstand dar und beeinflusste die Förderleistung und den Druckluftbedarf der Pumpe vor allem bei einer hohen Pumpfrequenz sehr stark. Die Messung des Luftvolumens war eine wesentliche Aufgabenstellung und konnte, aufgrund des instationären Förderverhaltens der Pumpe, am sichersten mit einem Balgengaszähler bestimmt werden. Zur Überprüfung des statischen Druckes vor dem Balgengaszähler wurde ein analoges Manometer (11_L) angebracht.

6.1.2 Wasserkreislauf

Ein Wasserreservoir wurde durch eine Wanne (1_W) bereitgestellt. Aus dieser Wanne konnte die Pumpe über einen Schlauch (Höhendifferenz je nach Wassermenge in der Wanne zwischen 30 und 80 cm) Medium ansaugen. Vom Reservoir strömte das Wasser durch ein Strangreguliertventil (2_W) mit dem erstens der Wasserkreislauf (z.B. beim Entlüften) ganz geschlossen, und zweitens der Druckverlust für den Saughub verändert werden konnte. Nach dem Strangreguliertventil war ein Rückschlagventil (3_W) vorgesehen und unmittelbar dahinter die Pumpe (5_W), an deren Wasserzuleitungen ein Anschluss für eine Druckmessung (4_W) geschweißt war. An die wasserabführende Leitung wurde, für die Entlüftung der Pumpe (6_W), ebenfalls ein Anschluss eingebaut. Nach der Pumpe wurde ein weiteres Rückschlagventil (7_W) in die Rohrleitung eingesetzt. Danach erfolgte eine Massenstrommessung der geförderten Wassermenge über ein Coriolismassenstrommessgerät (8_W). Weiter strömte das Wasser durch ein Strangreguliertventil (9_W), für die Variation des Druckverlustes der Druckseite, in den Hochdruckbehälter (10_W). Der Auslass aus dem Hochdruckbehälter wurde über ein Magnetventil (11_W) reguliert, das durch einen Schwimmerschalter im Hochdruckbehälter angesprochen wurde. Am Ende der Wasserleitung war ein Wasserhahn vorgesehen, über den der Wasserauslass auch manuell versperrbar war. Zum Überprüfen des Massenstroms wurde das geförderte Wasser in einem Kübel gesammelt und abgewogen (12_W).

6.2 Komponenten des Versuchsstandes

6.2.1 Druckminderer

Es wurden zwei manuell bedienbare Druckminderer der Firma „AGRE“ in den Versuchsstand integriert. Einer direkt nach dem Druckluftanschluss, damit unterschiedliche Differenzdrücke eingestellt werden konnten. Ein zweiter war zwischen dem Ausgleichsgefäß und dem Balgengaszähler installiert. Dieser diente dem Zweck, den Druck der verbrauchten Luft am Austritt so weit zu mindern, sodass der Balgengaszähler nicht beschädigt wurde.

6.2.2 Hochdruckbehälter

Der Hochdruckbehälter übernahm im Versuchsstand die Funktion des Generators einer Absorptionsanlage. Er stellte das Antriebsgas für die Pumpe auf Hochdruckniveau bereit und diente gleichzeitig als Sammelbehälter für die geförderte Wassermasse.

In Abb. 6-2 ist der eigens für den Versuchsstand abgefertigte Hochdruckbehälter dargestellt.

Die Auslegung erfolgte über die AD-Merkblätter, Ausgabe März 1999. Die Konstruktion sollte ein Druckvolumen von 25 BarLiter nicht übersteigen, das Volumen aber möglichst groß gewählt werden, um den Einfluss des einströmenden bzw. ausströmenden Wasservolumenstroms auf den Hochdruck gering zu halten. Als zusätzliche Sicherheit wurde die Berechnung auf einen Betriebsüberdruck von 16 bar ausgelegt. Der Hochdruckbehälter bestand aus einem 33,55 cm langen Edelstahlrohr mit einem Außendurchmesser 76,1 mm und einer Wandstärke von 3,6 mm (EN 10216-3). Abgeschlossen wurde er an einer Seite durch einen angeschweißten Deckel mit einer Dicke von 5 mm, an der anderen wurde ein Losflansch nach DIN 2576 (DN 65, 1/2Blatt) angeschweißt gegen den ein Blindflansch nach DIN 2527 (DN 65, 1/2Blatt) als Boden geschraubt werden konnte. Gegen die Umgebung abgedichtet wurden die zwei Flansche mittels einer Flachdichtung. In den Blindflansch wurde ein Anschluss für den Wasserauslass gebohrt und ein Sitz für den Schwimmer angeschweißt. Am Rohr selbst wurden die Anschlüsse für die Luft, der Anschluss für den Wassereintritt, sowie zwei Anschlüsse für eine optische Pegelkontrolle angebracht.

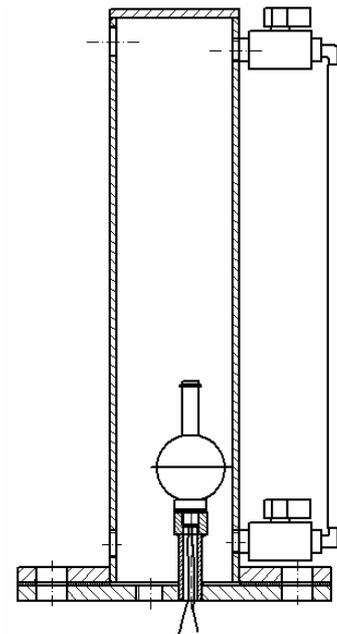


Abb. 6-2: Hochdruckbehälter

6.2.3 Schwimmer

Über den Schwimmer Typ „SSF28“ der Firma „Crydom“ konnte, abhängig vom Pegel im Hochdrucksammler, das Magnetventil für den Wasserauslass betätigt werden. Der Schwimmer bestand aus einer hohlen Kugel mit einem zylindrischen Durchgang an dessen einem Ende ein magnetisierter Ring angebracht war. Der Schwimmer wurde mit dem Durchgangsloch über eine Achse gestülpt, in der sich ein Reedrelais befand und dessen Ende mit einem Sicherungsring versehen wurde. Sobald sich der magnetisierte Ring am Schwimmer durch den erhöhten Pegel auf gleicher Höhe wie das Reedrelais in der Achse befand, schloss es (Schaltung NO (normally opened)) bzw., bei verkehrt eingebautem Schwimmer, öffnete das Reedrelais sobald sich der Schwimmer durch den erhöhten Pegel vom Reedrelais entfernt hatte (Schaltung NC (normally closed)).

6.2.4 Magnetventile für den Druckluftbetrieb

Die Magnetventile für die Druckluftregulierung sollten, wie der Membranwerkstoff, so gewählt werden, dass sie gegen die thermischen und chemischen Belastungen von Ammoniakdampf beständig waren, gegen die in der realen Anlage herrschenden höheren Überdrücke schalten konnten und einen möglichst geringen Druckverlust verursachten. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die hohe benötigte Schaltspielzahl der thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe. Der überwiegende Großteil der Magnetventile ist für 10^6 Lastwechsel ausgelegt, bevor er ausgetauscht oder zumindest gewartet werden muss.

Über die Firma „Concomatic“ konnten Koaxialventile des Typs „170DE10 / V2A0317 / 02401“ erworben werden, deren Hersteller beim Betrieb innerhalb der thermischen und mechanischen Grenzbelastungen eine Schaltspielzahl von 20 Millionen in Aussicht stellten. Mit 40 bar maximal schaltbarem Differenzdruck waren die mechanischen Anforderungen leicht erfüllt, der kV-Wert für Flüssigkeiten betrug $2,5 \text{ m}^3/\text{h}$.

6.2.5 Manometer

Der Druck wurde an drei Stellen gemessen, im Hochdruckbehälter, im Arbeitsraum und im Pumpraum. An aufgeschweißten Anschlüssen konnte über Kapillarleitungen (3 mm) jeweils ein Manometer des Typs „Alphaline Pressure Transmitter 1151“ der Firma Rosemount angeschlossen werden.

Eine weitere Druckmessung wurde zwischen Ausgleichbehälter und Balgengaszähler vorgenommen. Diese wurde durch einen analogen Manometer realisiert, der als grobe Kontrolle des Überdrucks gegen die Atmosphäre vor dem Balgengaszähler diente.

6.2.6 Ausgleichsbehälter

Der Ausgleichbehälter der Firma „Eder“ war vom Typ „elko-san“. Er fasste ein Volumen von 45 Litern und hatte einen Gegendruck von 3,5 bar. Maximaler Überdruck: 10 bar. Der Ausgleichsbehälter sollte die aus der Pumpe strömende Luft beruhigen, um den empfindlichen Balgengaszähler vor Schäden zu schützen.

6.2.7 Balgengaszähler

Der Balgengaszähler war vom Typ „G4 RF 1“ der Firma „Pipersberg“. Dieser wurde an das Ende der Luftleitung geschlossen, um das verbrauchte Luftvolumen bei Atmosphärendruck zu messen. Das Gerät besaß ein mechanisches Zählwerk an dem die Messwerte optisch erfasst werden konnten. Außerdem bestand die Möglichkeit mittels eines Aufsatzes mit integriertem Reedrelais über einen im Zählwerk eingebauten Magneten die Umdrehungen zu zählen.

Um den Balgengaszähler nicht zu beschädigen und das Messergebnis nicht zu verfälschen, durfte am Eintritt ein maximaler Überdruck der einströmenden Luft von 0,1 bar in Bezug auf den Atmosphärendruck herrschen.

6.2.8 Strangreguliertventile

Mit den Strangreguliertventilen „4117 M“ der Firma Herz (saugseitig) und „STAD“ der Firma TA Hydronics (druckseitig) konnten zusätzliche Druckverluste im Wasserkreislauf generiert werden. Über Kennlinien aus den Datenblättern konnte abhängig vom Volumenstrom der Druckverlust der Strangreguliertventile bestimmt werden (Herz 1999 & TA Hydronics 2011). Da der Volumenstrom nur auf der Druckseite der Pumpe (indirekt) gemessen wurde, war eine quantitative Aussage über die Höhe des Druckverlustes auf der Saugseite nicht möglich. Verschiedene Messreihen bei unterschiedlichen hohen Widerständen aufzunehmen und qualitativ Tendenzen zu beobachten war aber möglich.

6.2.9 Rückschlagventile

Die zwei baugleichen wasserseitigen Edelstahlrückschlagventile sperrten bis zu einem Gegendruck von 16 bar. Der Mindestöffnungsdruck in Durchflussrichtung betrug 0,03 bar.

6.2.10 Entlüftungstopf

Ein Schnellentlüfter vom Typ „Original“ der Firma „IMT“ war an der Wasseraustrittsleitung der Pumpe angebracht. Durch ihn sollte durch die Strömung mitgerissene Luft aus der Pumpe gelangen. Der Schnellentlüfter ersetzte aber nicht das in Kapitel 6.3 beschriebene, notwendige Entlüften der Anlage nach dem Einbau der Pumpe.

6.2.11 Coriolismassenstrommessgerät

Für die Massenstrommessung wurde ein Coriolismassenstrommessgerät „Promass 63“ der Firma „Endress + Hauser“ benutzt.

6.2.12 Magnetventil Wasser

Das Magnetventil für den Wasserauslass ist ein handelsübliches der Firma „End Armaturen“. Es wurde dem Inventar des Institutes für Wärmetechnik an der TU Graz entnommen.

6.2.13 Waage

Zur Messung der geförderten Wassermasse während einer Messreihe wurde eine Laborwaage des Typs „GX-6100“ der Firma „AND“ verwendet.

6.3 Entlüftung des Versuchsstandes

Um eine einwandfreie Funktion der Pumpe zu gewährleisten, musste die Bildung eines Luftsacks im Pumpraum durch entsprechende Entlüftungsmaßnahmen vermieden werden. Die Pumpe wurde im eingebauten Versuchstand entlüftet.

Zu diesem Zweck wurde der gesamte Prüfstand um 90° gedreht, sodass der Entlüftungsanschluss am Wasseraustritt der Pumpe senkrecht nach oben zeigte. Zunächst wurde der Schlauch, über den die Pumpe das Wasser aus dem Reservoir ansaugte, an eine Wasserleitung angeschlossen und der Versuchstand mit Wasser gefüllt. Dann wurden die Strangregulierventile komplett geschlossen und der Schlauch wieder in das Wasserreservoir verlegt, wobei darauf zu achten war, dass beim Umschließen keine Luft in die Anlage gelangte. An den Entlüftungsanschluss wurde dann über eine durchsichtige Leitung ein Ejektor gehängt, der den Pumpraum vakuumierte. Der ausströmende Wasserstrahl des Ejektors war ein guter Indikator bezüglich des Erreichens des Unterdrucks. Das Strangregulierventil vor der Pumpe wurde anschließend geöffnet und die Pumpe saugte Wasser aus dem Reservoir an. Sobald das Wasser bläschenfrei aus dem Entlüftungsanschluss kam, wurde das Entlüftungsventil geschlossen, dann das Strangregulierventil. Der Ejektor konnte abgestellt werden. Dieser Vorgang wurde mehrmals wiederholt.

Zur Sicherheit wurde das freie Ende des Ansaugschlauches mit einem Blindstopfen luftdicht verschlossen und der Versuchstand aufrecht hingestellt.

6.4 Mess- und Regelungstechnik

Für die Kommunikation zwischen den Messgeräten und der EDV, sowie der elektronischen Messdatenerfassung wurden Datenlogger der Firma „Gantner“ verwendet. Mit diesen Modulen konnten analoge Spannungssignale aufgezeichnet, sowie über Prozessausgänge einzelne elektrische und elektronische Komponenten angesprochen werden. Zur Konfiguration wurde die Software „ICP100“ und die Software „test.commander“ der Firma Gantner verwendet.

6.4.1 Gantner Module

In Tab. 6-1 ist die eingesetzte Hardware zur Aufzeichnung der Messwerte, zur Regelung des Vorversuchsstands, sowie die für die Kommunikation mit der Software notwendigen Komponenten angeführt.

Tab. 6-1:Geräteliste der benutzten Gantner Module

Bezeichnung	Funktion	Hersteller
e.pac	Schnittstelle Mess-/Regelungstechnik mit Rechner	Gantner
e.bloxx A3	Messung analoger Spannungssignale und Regelung	Gantner
e.bloxx D1	Regelung	Gantner

- 1) e.pac: Das e.pac war die Schnittstelle zwischen dem Rechner und den Messmodulen. Ihm konnte eine statische IP-Adresse zugewiesen und über ein Ethernetkabel im Netzwerk der TU Graz integriert werden. Jede Kommunikation mit der eigentlichen Mess- und Regelungshardware erfolgte über das e.pac.
- 2) e.bloxx A3: Das Modul e.bloxx A3 besaß vier analoge Signaleingänge und jeweils einen digitalen Eingang und Ausgang.

An den analogen Eingängen konnten Spannungen gemessen werden. Für Messgeräte die Messsignale in Form von Stromstärke ausgaben, konnten durch Präzisionswiderstände mit 100Ω die Stromstärkensignale in Spannungssignale umgewandelt werden.

Der digitale Eingang konnte zur Überwachung von Grenzwerten eingesetzt werden. Sollte ein Messwert eines analogen Eingangs einen bestimmten Wert über- bzw. unterschreiten, konnte das über den digitalen Eingang registriert werden.

Der digitale Ausgang konnte zur zeitlichen Regelung der Magnetventile eingesetzt werden. Er lieferte auf Befehl des Anwenders (oder des Programms) ein Spannungssignal in der Höhe der Versorgungsspannung des Moduls.

- 3) e.bloxx D1: Das Modul e.bloxx D1 besitzt acht digitale Kanäle, die nach Bedarf als Eingang oder als Ausgang definiert werden konnten, mit den gleichen Eigenschaften wie die digitalen Kanäle des Moduls e.bloxx A3.

6.4.2 Druckmessung von Luft und Wasser vor Austritt aus der Pumpe

Der Druck wurde an drei Stellen mit Messumformern des Typs „Model 1151 Alphasine Pressure Transmitter“ aufgenommen. Da der Druck zu jedem Zeitpunkt, und sein tatsächlicher Wert, von Relevanz war, kamen für die drei Drucktransmittersignale nur drei der vier zur Verfügung stehenden analogen Eingänge des Gantner Moduls e.bloxx A3 in Frage. Das Ausgangssignal, abhängig von der Höhe des anliegenden Drucks, reichte von 4 mA bis 20 mA. Über einen Präzisionswiderstand (100 Ohm) wurde das Stromsignal in ein Spannungssignal umgewandelt. Entsprechend dem Ohmschen Gesetz konnte es Werte von 0,4 V bis 2,0 V annehmen.

Im Vorfeld mussten die Drucktransmitter kalibriert werden. In einem iterativen Prozess wurde abwechselnd Atmosphärendruck und der maximale Differenzdruck (8,5 bar) angelegt und an Stellschrauben das Ausgabesignal verändert werden, bis es 0,4 V (bei Atmosphärendruck) bzw. 2 V (bei 8,5 bar Differenzdruck) lieferte. Die Kalibration wurden mit Hilfe eines geeichten Drucktransmitters „MultiCAL“ der Firma Crystal durchgeführt und die Linearität des Ausgangssignals über den anliegenden Druck überprüft. Abhängig vom anliegenden Druck erzeugte das „MultiCAL“ eine Spannung, die mit Hilfe eines Multimeters des Typs „Fluke 87“ gemessen wurde und über eine Formel ($1 \text{ mV} = 1 \text{ PSI}$) umgerechnet werden konnte.

6.4.3 Wassermassenstrommessung

Vor dem Einbau in den Versuchstand wurde das Coriolismassenstrommessgerät „Promass 63“ überprüft. Zu diesem Zweck wurden konstante Massenströme mit dem Gerät vermessen, über die digitale Anzeige ausgelesen und mit Hilfe einer Waage und einer Stoppuhr verifiziert.

Mit dem vierten analogen Eingang des e.bloxx A3 wurde das Signal der Massenstrommessung aufgenommen. Das Coriolismassenstrommessgerät lieferte Ausgangssignale zwischen 4 mA und 20 mA. Diese wurden durch einen Präzisionswiderstand (100 Ohm) in ein Spannungssignal zwischen 0,4 V und 2 V umgewandelt.

6.4.4 Wassermasse

Die Messwerte der Waage konnten nicht von den Gantner Modulen erfasst werden, sie wurden am waageneigenen Display angezeigt und mussten abgelesen werden. Durch eine zusätzliche Zeitmessung konnte der mittlere Förderstrom der Pumpe berechnet werden.

6.4.5 Luftvolumen

Auch die Messung des Balgengaszählers konnte über einen Impulsgeber elektronisch erfasst werden. Der Abstand der zählbaren Impulse war auf hundert Liter pro Impuls nach unten beschränkt. Für die ersten Messreihen, die keine Langzeitversuche waren, war dieser große Impulsabstand nicht zielführend. Aus diesem Grund wurden die Werte über das mechanische Zählwerk des Balgengaszählers optisch erfasst und mittels einer zusätzlichen Zeitmessung auf einen Volumenstrom umgerechnet.

6.4.6 Messunsicherheiten

In Tab. 6-2 sind die verwendeten Messgeräte tabellarisch angeführt.

Tab. 6-2: Geräteliste Messtechnik

Typ	Bezeichnung	Hersteller	Messgröße
Voltmeter	e.bloxx A3	Gantner	Spannung
Drucktransmitter	Model 1151 Alphasine Pressure Transmitter	Rosemount	Druck
Drucktransmitter	Crystal MultiCAL	Crystal	Druck
Multimeter	Fluke 87	Fluke	Spannung
Coriolismassenstrommessgerät	Promass 63	Endress+Hauser	Massenstrom
Balgengaszähler	G4 RF1	Pipersberg	Volumen
Waage	GX-6100 AND	AND	Masse

In Tab. 6-3 sind die Messunsicherheiten der Messgeräte laut Hersteller, sowie die die Auflösung der Skalenteilung angegeben, sofern der gemessene Wert am Messgerät selbst abgelesen wurde.

Tab. 6-3: Messunsicherheiten der Messgeräte laut Hersteller

Bezeichnung	Messunsicherheit	Auflösung	Index
e.bloxx A3	0,2 % des Messwertes	-	Gan
Model 1151 Alphasine Pressure Transmitter	0,25% des Messbereichs	-	Alp
Crystal MultiCAL	0,1% des Messwertes + 0,02bar	-	Cry
Fluke 87	0,1% des Messwertes	0,1 mV	Flu
Promass 63	0,1% des Messwertes	-	Pro
G4 RF1	3% des Messwertes	0,1 lit	G4
GX-6100 AND	0,15 g	0,01 g	GX

(Gantner Instruments 2006; Rosemount 1997; Crystal 2004; Fluke 1997; Endress+Hauser 1999; Pipersberg 2009 & AND 2008)

Der richtige Wert einer physikalischen Größe befindet sich in einem Bereich um das Messergebnis, der durch die Messunsicherheit festgelegt ist (Moser 2011).

\bar{q} ... Messgröße

q_E ... Messergebnis

u ... Messunsicherheit

$$\bar{q} = q_E \pm u \quad \text{Gl.6-1}$$

1) Druckmessungen:

Wegen der Korrelation und der statistischen Abhängigkeit der einzelnen Mess- und Kalibriervorgänge kann die Messunsicherheit nicht mit Hilfe der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung berechnet werden. Daher wurde die Methode der linearen Fehlerfortpflanzung gewählt (FH Landshut 2011 & Hempel 2010).

Als Referenz für die Kalibrierung der Drucktransmitter „Model 1151 Alphasine Pressure Transmitter“ diene der Drucktransmitter „MultiCAL“ der Firma Crystal, dessen Messwerte über ein Multimeter ausgelesen wurden.

\bar{p}_{Cry} ... messunsicherheitsbehafteter Druck gemessenen mit dem Crystal-Drucktransmitter

p_{E_Cry} ... Messergebnis der Druckmessung mit dem Crystal-Drucktransmitter

$$\bar{p}_{Cry} = p_{E_Cry} \pm (0,001 \cdot p_{E_Cry} + 0,02) \quad \text{Gl.6-2}$$

In Tab. 6-4 sind die obere und die untere Grenze des Messergebnisses mit dem Crystal-Drucktransmitter bei einem Differenzdruck von 8,5 bar, sowie die entsprechenden Spannungssignale angeführt.

Tab. 6-4: Mögliche Grenzwerte des herrschenden Drucks und entsprechende Spannungssignale

Maximalwerte			Entsprechende Spannungswerte		
$p_{Cry \max}$	8,528	bar	$U_{Cry \max}$	123,72	mV
$p_{Cry \min}$	8,471	bar	$U_{Cry \min}$	122,90	mV

Die möglichen Maximalwerte des Drucktransmitters entsprechen den Spannungen, die mit dem Multimeter „Fluke 87“ gemessen wurden.

U_{E_Flu} ... Messergebnis der Spannungsmessung mit dem Multimeter

\bar{U}_{Cry} ... messunsicherheitsbehaftete Spannung ausgegeben vom Crystal-Drucktransmitter

$$U_{E_Flu} = \bar{U}_{Cry} \quad \text{Gl.6-3}$$

\bar{U}_{Flu} ... messunsicherheitsbehaftete Spannung mit dem Multimeter

$$\bar{U}_{Flu} = U_{E_Flu} \pm (0,001 \cdot U_{E_Flu} + 0,1) \quad \text{Gl.6-4}$$

Im schlechtesten Fall zeigt das Messgerät einen um die maximale eigene Messunsicherheit zu hohen (wenn das Ausgangssignal des Messumformers schon zu hoch war) bzw. zu niedrigen Wert (wenn das Ausgangssignal des Messumformers schon zu niedrig war) an.

In Tab. 6-5 sind die obere und die untere Grenze des Messergebnisses mit dem Multimeter abhängig von den Ergebnissen der Druckmessung durch den

Crystal-Drucktransmitter angegeben, sowie die entsprechenden umgerechneten Drücke angeführt.

Tab. 6-5: Mögliche Grenzwerte des Spannungssignals und entsprechende Drücke

Maximalwerte			Entsprechende Druckwerte		
U_{Flu_max}	123,9	mV	p_{Flu_max}	8,544	bar
U_{Flu_min}	122,7	mV	p_{Flu_min}	8,456	bar

Die Messung der Ausgangssignale der AlphaLine-Drucktransmitter wurde auch bei der Kalibrierung über analoge Kanäle des Gantner Moduls e.bloxx A3 vorgenommen.

Bei anliegendem Atmosphärendruck (kein Differenzdruck) sollte der Messstrom 4 mA, bei maximalem Differenzdruck 20 mA betragen. Dieser wurden über einen Widerstand in ein 0,4 V bzw 2,0 V hohes Spannungssignal umgewandelt, das über das Gantner Modul e.bloxx A3 gemessen wurde.

\bar{U}_{Gan} ... messunsicherheitsbehaftete Spannung gemessen mit dem Gantner Modul e.bloxx A3

U_{E_Gan} ... Messergebnis der Spannungsmessung mit dem Gantner Modul e.bloxx A3

$$\bar{U}_{Gan} = U_{E_Gan} \pm (0,002 \cdot U_{E_Gan}) \quad \text{Gl.6-5}$$

Damit ergeben sich die in Tab. 6-6 angeführten Fehlergrenzen.

Tab. 6-6: Mögliche Extremwerte des tatsächlichen Spannungssignals

Maximalwerte bei Atmosphärendruck			Maximalwerte bei 8,5 bar Differenzdruck		
$U_{Gan_max_4}$	0,4008	V	$U_{Gan_max_20}$	2,004	V
$U_{Gan_min_4}$	0,3992	V	$U_{Gan_min_20}$	1,996	V

Aus Tab. 6-6 ergeben sich eine maximale und eine minimale Spannungsdifferenz (Gl.6-6 und Gl.6-7), die mit dem Druck (siehe Tab. 6-5) in linearer Beziehung stehen.

$$\Delta U_{Gan_max} = U_{Gan_max_20} - U_{Gan_min_4} \quad \text{Gl.6-6}$$

$$\Delta U_{Gan_min} = U_{Gan_min_20} - U_{Gan_max_4} \quad \text{Gl.6-7}$$

Es ergeben sich vier Geraden unterschiedlicher Steigungen (k_{Gan_i}) mit möglichen Druckwerten in Abhängigkeit des Messergebnisses, wenn

- bei höchstem anliegenden Druck auf die kleinste Spannungsdifferenz kalibriert wurde (Gl.6-8)

$$k_{Gan_1} = \frac{p_{Flu_max}}{\Delta U_{Gan_min}} \quad \text{Gl.6-8}$$

- bei niedrigstem anliegenden Druck auf die größte Spannungsdifferenz kalibriert wurde (Gl.6-9)

$$k_{Gan_2} = \frac{P_{Flu_min}}{\Delta U_{Gan_max}} \quad \text{Gl.6-9}$$

- bei höchstem anliegenden Druck auf die größte Spannungsdifferenz kalibriert wurde (Gl.6-15)

$$k_{Gan_3} = \frac{P_{Flu_max}}{\Delta U_{Gan_max}} \quad \text{Gl.6-10}$$

- bei niedrigstem anliegenden Druck auf die kleinste Spannungsdifferenz kalibriert wurde (Gl.6-11)

$$k_{Gan_4} = \frac{P_{Flu_min}}{\Delta U_{Gan_min}} \quad \text{Gl.6-11}$$

Aus jeder dieser Geraden ergibt sich ein andere Abweichung des gemessenen Drucks abhängig vom tatsächlich anliegenden. Zur Berechnung des maximalen relativen Fehlers (f_{rel_p}), wurde die größte der vier Abweichungen (Δp_{Gan_max}) abhängig vom Messergebnis herangezogen.

$$f_{rel_p} = \frac{\Delta p_{Gan_max}}{p_{EGan}} \quad \text{Gl.6-12}$$

In Abb. 6-3 ist der maximale relative Fehler dieser Mess- und Kalibrierkette (f_{rel_p}) bezogen auf das Messergebnis p_{E_Gan} aufgetragen.

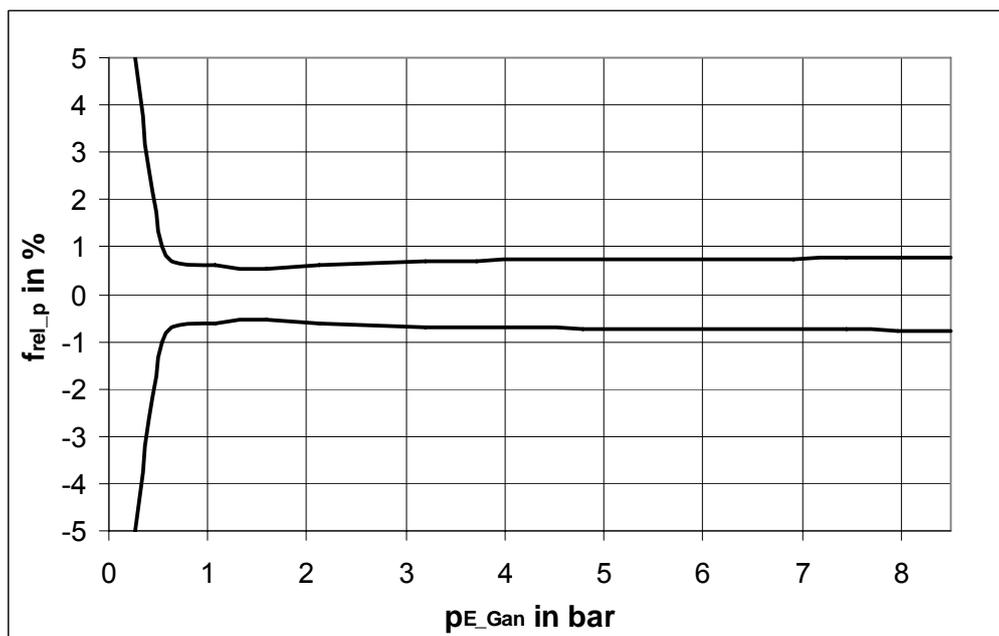


Abb. 6-3: Maximaler relativer Messfehler der Druckmessung (f_{rel_p}) mit den Alphaline Messumformern abhängig vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Gan})

Die möglichen Maximalwerte des e-bloxx A3 entsprechen den Drücken, die mit dem Alphaline-Drucktransmitter gemessen wurden.

P_{E_Alp} ... Messergebnis der Druckmessung mit dem Alphaline-Drucktransmitter

\bar{P}_{Gan} ... messunsicherheitsbehafteter Druck ausgegeben vom Gantner Modul e.bloxx A3

$$P_{E_Alp} = \bar{P}_{Gan} \quad \text{Gl.6-13}$$

Für Messungen nach der Kalibrierung verändert die Messunsicherheit des Alphaline-Drucktransmitters die Messgröße zusätzlich.

\bar{P}_{Alp} ... messunsicherheitsbehafteter Druck mit dem Alphaline-Drucktransmitter

$$\bar{P}_{Alp} = P_{E_Alp} \pm (0,002 \cdot P_{E_Alp}) \quad \text{Gl.6-14}$$

2) Massenstrommessung:

Wegen der Korrelation und der statistischen Abhängigkeit der einzelnen Mess- und Kalibriervorgänge kann die Messunsicherheit nicht mit Hilfe der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung abgeschätzt werden. Daher wurde die Methode der linearen Fehlerfortpflanzung gewählt (FH Landshut 2011 & Hempel 2010).

Um aus der Ausgangssignalgröße des Coriolismassenstrommessgerätes auf einen Massenstrom zu schließen, wurden mehrere konstante Massenströme eingestellt und das Messsignal über die Gantner Module aufgezeichnet.

\dot{m}_{Pro} ... messunsicherheitsbehafteter Massenstrom gemessenen mit dem Promass 63

\dot{m}_{E_Pro} ... Messergebnis der Massenstrommessung mit dem Promass 63

$$\dot{m}_{Pro} = \dot{m}_{E_Pro} \pm (0,002 \cdot \dot{m}_{E_Pro}) \quad \text{Gl.6-15}$$

Das Ausgabesignal des Coriolismassenstrommessgerätes stand im linearen Zusammenhang mit dem Massenstrom. War der Massenstrom null, betrug die Signalstärke 4 mA, ein Massenstrom von 200 lit / h entsprach einer Signalstärke von 20 mA.

Im schlechtesten Fall nahmen die Messunsicherheit des Massenstrommessgerätes, sowie die der Gantner Module (siehe Tab. 6-2) den jeweils maximalen Wert mit

gleichem Vorzeichen an. Der relative Messfehler f_{rel_m} wurde aus der Relation der Messabweichung zum Messergebnis errechnet.

Der relative Messfehler betrug in guter Näherung 0,4% des gemessenen Massenstroms.

3) Luftvolumenmessung:

Die Messunsicherheit des Balgengaszählers war aus Herstellerangaben bekannt. Die kleinste Skalenteilung des mechanischen Zählwerks betrug 0,2 Liter, das durchgeströmte Volumen konnte auf 0,1 Liter genau bestimmt werden. Das Messgerät hatte außerdem, abhängig vom Durchfluss, einen systematischen Messfehler, der dem Datenblatt in Form einer Fehlerkurve entnommen werden konnte. Dieser betrug für den Bereich der Messungen + 0,3% des Messwertes.

\bar{V}_{G4} ... messunsicherheitsbehaftetes Volumen gemessenen mit dem Balgengaszähler

V_{E_G4} ... Messergebnis der Volumenmessung mit dem Balgengaszähler

$$\bar{V}_{G4} = V_{E_G4} \pm (0,03 \cdot V_{E_G4} + 0,1) - 0,003 \cdot V_{E_G4} \quad \text{Gl.6-16}$$

4) Massenmessung:

Die Messunsicherheit der Waage war aus Herstellerangaben bekannt. Die kleinste angezeigte Dezimalstelle des digitalen Displays betrug 0,01 Gramm.

\bar{m}_{GX} ... messunsicherheitsbehaftete Masse gemessenen mit der Waage

m_{E_GX} ... Messergebnis der Massenmessung mit der Waage

$$\bar{m}_{GX} = m_{E_GX} \pm 0,16g \quad \text{Gl.6-17}$$

6.4.7 Pegelregelung im Sammler

Der Pegel im Hochdrucksammler wurde über den Schwimmer reguliert. Stieg der Pegel über ein gewisses Niveau, wurde das über einen digitalen Eingang der Gantner Module registriert und über einen digitalen Ausgang das Magnetventil für den Wasserauslass angesteuert.

Der Schwimmer selber besitzt keine Hysterese bezüglich der Schaltzeiten. Steigt der Pegel auf Schalthöhe öffnet das Magnetventil unverzüglich, lässt eine minimale Wassermenge aus und schließt sofort. Um die Schaltzeiten zu verlängern und so das Magnetventil zu schonen wurde in den Stromkreis des Schwimmers ein RC-Glied zwischen geschaltet, siehe Abb. 6-4. Der Schwimmer wurde in der Konfiguration NO eingebaut.

Die Pegelregelung wurde von einer separaten 12V-Gleichspannungsquelle versorgt.

Befindet sich der Schwimmer unter Schalthniveau ist das Reedrelais S geschlossen. Das Gantner Modul misst die Spannung die am Kondensator C (2,2 mF) anliegt, die aufgrund des klein gewählten Hilfswiderstandes R_H (47 Ω) nicht die definierte Grenzspannung U_G (3,5 V) erreicht. Öffnet das Reedrelais, bei Erreichen des Grenzpegels, lädt sich der Kondensator über den Widerstand R (6,9 k Ω) nach folgendem Gesetz auf:

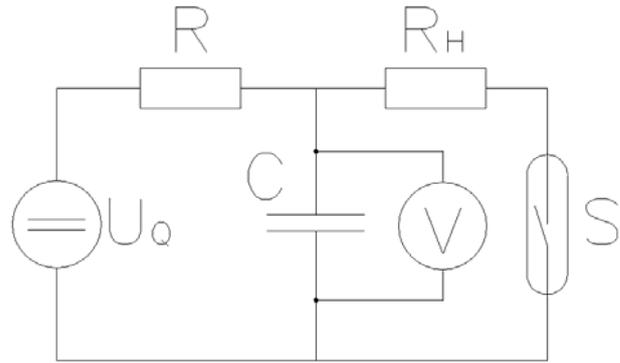


Abb. 6-4: Schaltbild des RC-gliedes zur Verzögerung der Schaltzeiten des Wasserauslassmagnetventils

U_C	... Spannung am Kondensator
U_Q	... Spannung der Gleichspannungsquelle
t_Q	... vergangene Zeit nach Anlegen der Gleichspannung
R	... Widerstand des RC-Gliedes
C	... Kapazität des RC-Gliedes

$$U_C(t) = U_Q \cdot e^{-t_Q/RC} \quad \text{Gl.6-18}$$

Der digitale Eingang schaltete um, wenn U_C die Grenzspannung überschritt.

U_G	... Grenzspannung
-------	-------------------

$$t_Q = -R \cdot C \cdot \ln\left(\frac{U_G}{U_Q}\right) \quad \text{Gl.6-19}$$

Nach 5,2 Sekunden hatte die Kondensatorspannung das Grenzspannungsniveau erreicht. Das ist die Bedingung für den digitalen Ausgang über einen Solenoidschalter das Magnetventil zu öffnen, bis der Pegel theoretisch das untere Schalthniveau erreichte.

Der Hilfswiderstand verhindert den Kurzschluss des Kondensators beim Schließen des Reedschalters durch Drosselung des Stroms auf einen für die Bauteile ungefährlichen Wert. Dadurch verzögerte er auch das Schließen des Magnetventils, wodurch der Pegel ein wenig unter das untere Schalthniveau des Schwimmers sank.

6.4.8 Regelung der Magnetventile für die Druckluft

Die Ansteuerung zum Schalten der Magnetventile für die Druckluft konnte auf unterschiedliche Arten erfolgen, und damit die Regelung der Pumpe.

1) Regelung der Schaltzeiten:

Durch viele Versuche bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen könnte Erfahrung bezüglich der optimalen Dauer der Hübe hinsichtlich Förderstrom und Druckluftbedarf gemacht werden. Zur Regelung der Pumpe würden die Magnetventile entsprechend den empirisch ermittelten Daten getaktet.

2) Druckregelung:

Als Bedingung für das Schalten der Magnetventile wird das Erreichen eines Grenzwertes einer Druckmessung gewählt. Der Grenzwert kann über Formeln für jeden Betriebspunkt vom Programm selbst errechnet oder mit Hilfe von empirisch gefundenen Daten definiert werden.

Beispielhaft soll eine mögliche Regelung des Druckhubs erläutert werden:

Der Druckhub beginnt, sobald der Druck im Arbeitsraum, nach Ausschleichen des verbrauchten Antriebsgases, Niederdruckniveau erreicht hat. Das Einlassventil öffnet und frisches Antriebsgas strömt in den Arbeitsraum, der Druck steigt sowohl im Pumpraum, als auch im Arbeitsraum. Sobald der Druck im Pumpraum höher ist als der im Hochdruckbehälter beginnt die Förderung. Die Pumpe fördert so lange, bis die wachsende Federkraft die Hubbewegung zum Stillstand bringt oder sich der Stößel im unteren Totpunkt befindet. Der Druck im Pumpraum sinkt auf den Wert des Drucks im Hochdruckbehälter. Sobald die Drücke gleich hoch sind, ist die Förderung zu Ende, das Einlassmagnetventil wird geschlossen und es kann mit dem Saughub begonnen werden.

Auf diese Art und Weise kann auch die Regelung unter Anwendung des Gleitdruckprinzips (Rieberer et. al, 2011) realisiert werden. Das Schließen des Einlassmagnetventils erfolgt dann nicht zu dem Zeitpunkt an dem die Drücke im Pumpraum und im Hochdruckbehälter gleich sind, sondern etwas früher. Mit dem Saughub wird, wie bei Anwendung des Konstantdruckprinzips begonnen, wenn die Drücke im Pumpraum und im Hochdruckbehälter gleich hoch sind.

3) Hubregelung:

Am Indikatorstift können optische oder magnetische Messelemente angebracht werden, die je nach Position des Stiftes von geeigneten Sensoren erfasst werden können und bei bestimmten Stösselpositionen die Magnetventile schalten.

Im Zuge dieser Arbeit wurde die druckluftbetriebene Pumpe mittels vorgegebenen Schaltzeiten für das Takten der Magnetventile (wie die unter Punkt 1 beschrieben) geregelt.

In Abb. 6-5 sind die gemessenen Druckverläufe des Pumpraums (blau), des Arbeitsraums (rot) und des Hochdruckbehälters (grün) während eines Hubes dargestellt.

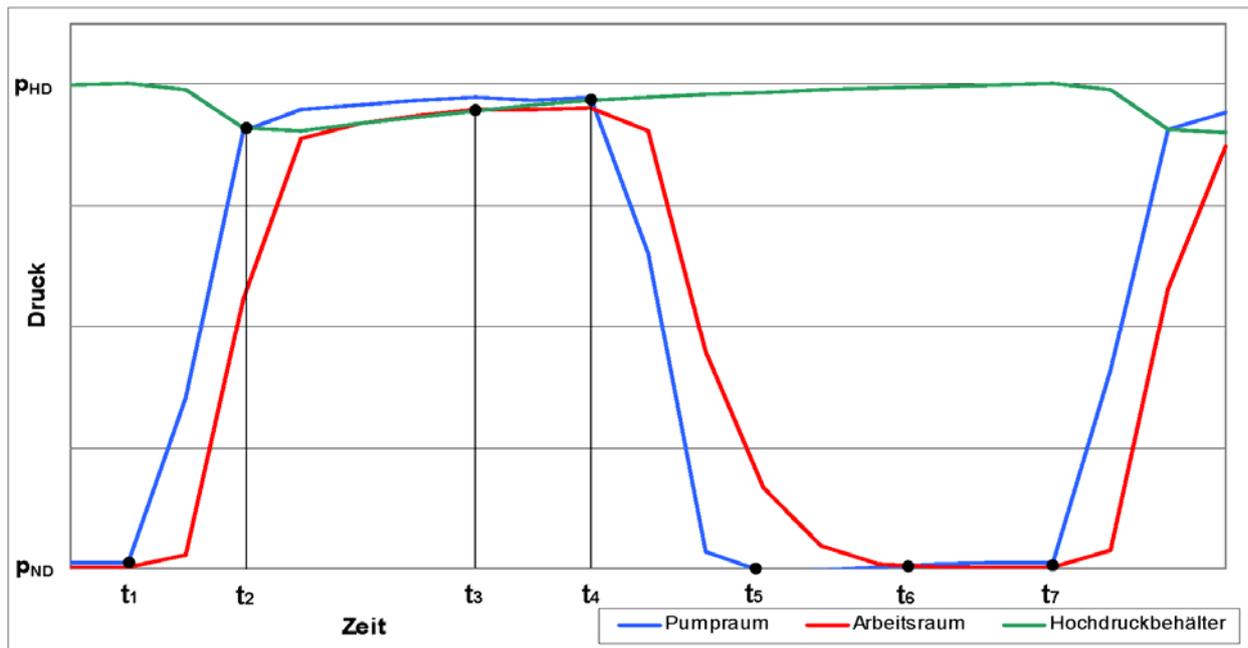


Abb. 6-5: Gemessene Druckverläufe im Pumpraum, im Arbeitsraum und im Hochdruckbehälter über der Zeit ($t_1 \div t_7$) während eines Hubes

Im Hochdruckbehälter herrscht Hochdruck (p_{HD}), im Pump- und im Arbeitsraum Niederdruck (p_{ND}). Der Hub beginnt zum Zeitpunkt t_1 mit dem Öffnen des Einlassmagnetventils. Der Druck im Arbeitsraum steigt, im Pumpraum herrscht, aufgrund der unterschiedlich großen Flächen der Pump- und der Dichtmembran (siehe 4.2.1), ein entsprechend höherer Druck. Durch den Widerstand des Druckluftanschlusses der Druckluftversorgung kann der Druck im Hochdruckbehälter nicht unmittelbar ausgeglichen werden und sinkt.

Ab Zeitpunkt t_2 ist der Druck im Pumpraum größer als der im Hochdruckbehälter und die Förderung beginnt. Die Druckdifferenz zwischen Pumpraumdruck und Hochdruckbehälterdruck entspricht dem Druckverlust des Druckhubes zu jedem Zeitpunkt t_i .

Zur Zeit t_3 schließt das Einlassmagnetventil, die Drücke im Arbeits- und im Pumpraum haben ihren höchsten Wert erreicht und bleiben annähernd konstant. Würde die Pumpe nach dem Gleitdruckprinzip arbeiten, müssten die Drücke im Arbeits- und im Pumpraum sinken bis die Förderung beendet ist (das Ende der Förderung tritt ein, wenn der Druck im Hochdruckbehälter den Wert des Druck im Arbeitsraum einnimmt).

Zum Zeitpunkt t_4 öffnet das Auslassmagnetventil, die Drücke im Pumpraum und im Arbeitsraum verringern sich, der Druckhub ist beendet.

Zur Zeit t_5 fällt der Druck im Pumpraum unter Niederdruckniveau. Die Feder erzeugt durch ihre Rückstellkraft einen Unterdruck, der neues Medium in den Pumpraum saugt.

In t_6 ist der Saughub beendet, das Auslassmagnetventil schließt zwischen den Zeitpunkten t_6 und t_7 . Der nächste Hub beginnt zum Zeitpunkt t_7 .

7 MESSUNGEN

Bei den ersten Messungen und Versuchen wurden, um das grundsätzliche Verhalten der Pumpe zu verstehen und damit eine probate Mess- und Regelungsstrategie zu entwickeln, die Magnetventile manuell angesteuert. Mit Hilfe der ersten Ergebnisse konnte eine Entscheidung bezüglich einer Aufzeichnungs- und Steuerungssoftware getroffen werden, die den versuchsspezifischen Anforderungen entsprach und dementsprechend programmiert werden konnte.

Zur Aufzeichnung der Messreihen und für das Festlegen der Art der Regelung wurde letztendlich mit der grafischen Programmiersprache „Labview“ von National Instruments gearbeitet und ein bereits bestehendes Programm für den speziellen Versuchsaufbau adaptiert. In diesem Programm konnten die Schaltzeiten der Magnetventile eingestellt und einfach variiert werden.

7.1 Überprüfung der Massenstrommessung bei instationären Verhältnissen

Die Richtigkeit der ausgegebenen Messwerte des Massenstroms durch das Coriolismassenstrommessgerät wurde im Vorfeld durch Messungen an stationären Durchflussmengen überprüft. Mittels Waage und Stoppuhr konnten die Messwerte des Massenstroms mit dem „Promass 63“ unter den instationären Bedingungen kontrolliert werden.

Aufgrund der hohen Messgenauigkeit der Waage und der Stoppuhr, vor allem bei Messwerten die einem Vielfachen der kleinsten Skalenteilung entsprachen, wurden die berechneten Messergebnisse in guter Näherung als richtige Werte angenommen.

Da die Waage Massen und das Coriolismassenstrommessgerät Massenströme misst, mussten die Messwerte aus der Massenstrommessung umgerechnet werden.

Δt_{Pro} ... zeitlicher Abstand zwischen zwei aufgezeichneten Messsignalen

$\dot{m}_{E_Pro_i}$... Gemessene Massenströme zu jedem Zeitpunkt $t^{(i)}$

m_{E_Pro} ... Masse aus Messungen mit dem Coriolismassenstrommessgerät

$$m_{E_Pro} = \sum \dot{m}_{E_Pro_i} \cdot \Delta t_{Pro} \quad \text{Gl.7-1}$$

Der relative Messfehler f_{rel_Pro} ergab sich aus der Division der Differenz aus m_{E_Pro} und des Messwertes der Waage m_{E_GX} , dividiert durch m_{E_Pro} .

$f_{rel_Pro_i}$... relative Messfehler der Messungen mit dem Promass 63

$$f_{rel_Pro_i} = \frac{m_{E_Pro} - m_{E_GX}}{m_{E_Pro}} \quad \text{Gl.7-2}$$

In Abb. 7-1 ist der relative Fehler (f_{rel_Pro}) der einzelnen Messungen bezogen auf die berechneten geförderten Wassermengen aus den Messergebnissen des Coriolismassenstrommessgerätes (m_{E_Pro}) dargestellt.

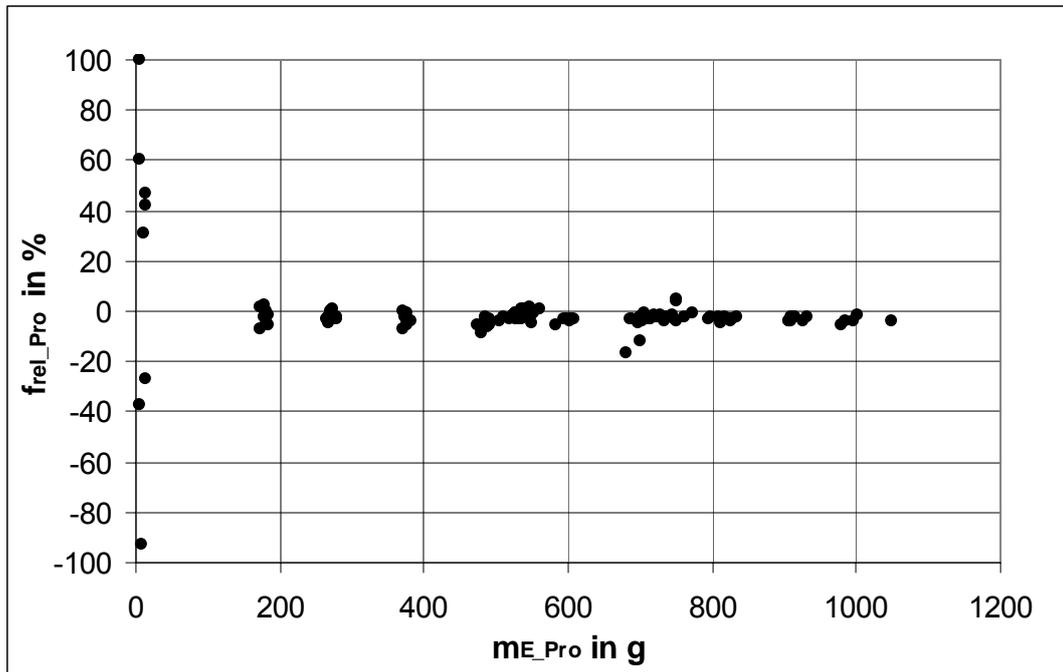


Abb. 7-1: Relativer Messfehler der Massen(strom)messung (f_{rel_Pro}) mit dem Promass 63 der einzelnen Messungen abhängig vom Messergebnis (m_{E_Pro})

Die hohe Varianz des relativen Fehlers bei geringen geförderten Wassermengen lässt auf einen für das Messgerät zu niedrigen Massenstrom schließen. Unter Vernachlässigung der Ergebnisse für geförderte Massen kleiner 150 g wurde der arithmetische Mittelwert des relativen Fehlers von den restlichen N Messungen gebildet.

μ_f ... arithmetischer Mittelwert des relativen Messfehlers

N ... Anzahl Messungen

$$\mu_f = \sum_{i=1}^N \frac{f_{rel_Pro_i}}{N} \quad \text{Gl.7-3}$$

Im Durchschnitt war ein Messwert des Coriolismassenstrommessgerätes um 2,79% niedriger, als ein Messwert der Waage. Bei der Ermittlung einer Regressionsgeraden ergab sich eine leichte Zunahme des relativen Fehlers mit steigenden geförderten Massen.

In Abb. 7-2 ist der relative Fehler (f_{rel_Pro}) der einzelnen Messungen bezogen auf die berechneten geförderten Wassermengen aus den Messwerten des Coriolismassenstrommessgerätes (m_{Pro}) unter Vernachlässigung der Ergebnisse für Werte kleiner 150 g, sowie die Regressionsgerade dargestellt.

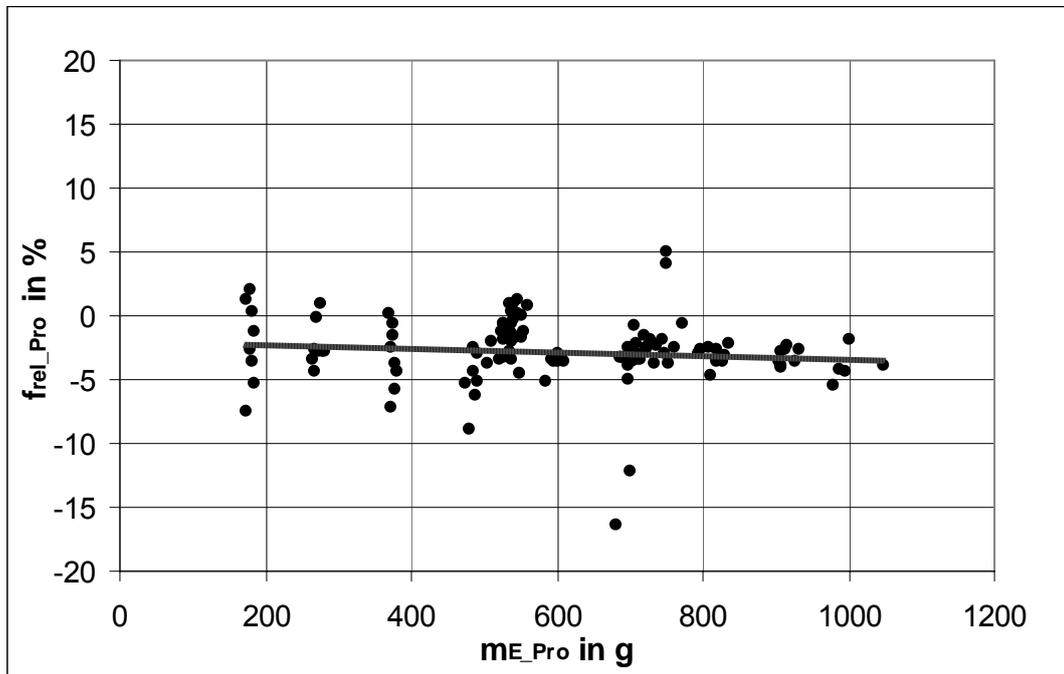


Abb. 7-2: Regressionsgerade der relativen Fehler der Massen(strom)messung (f_{rel_Pro}) mit dem Promass 63 der einzelnen Messungen abhängig vom Messergebnis (m_{E_Pro})

Aus diesem Ergebnis wurde ein systematischer Messfehler (f_{sys_Pro}) des Coriolismassenstrommessgerät in Abhängigkeit des Messergebnisses berechnet.

k ... Steigung der Regressionsgeraden

d ... Abstand des Schnittpunktes der Geraden mit der Ordinate vom Ursprung

$$f_{sys_Pro} = k \cdot m_{E_Pro} + d \quad \text{Gl.7-4}$$

Für die Berechnung des statistischen Messfehlers (f_{sta_Pro}) wurde näherungsweise eine Normalverteilung des relativen Fehlers zugrunde gelegt. Auf dieser Basis kann die Standardabweichung berechnet werden (Hering et al. 2001).

s ... Standardabweichung einer normalverteilten Menge

$$s = \sqrt{\sum \frac{(f_{rel_Pro_i} - \mu_f)^2}{N - 1}} \quad \text{Gl.7-5}$$

In Abb. 7-3 ist die Anzahl der Werte des relativen Messfehlers in unterschiedlichen Konfidenzintervallen in Form eines Histogramms dargestellt.

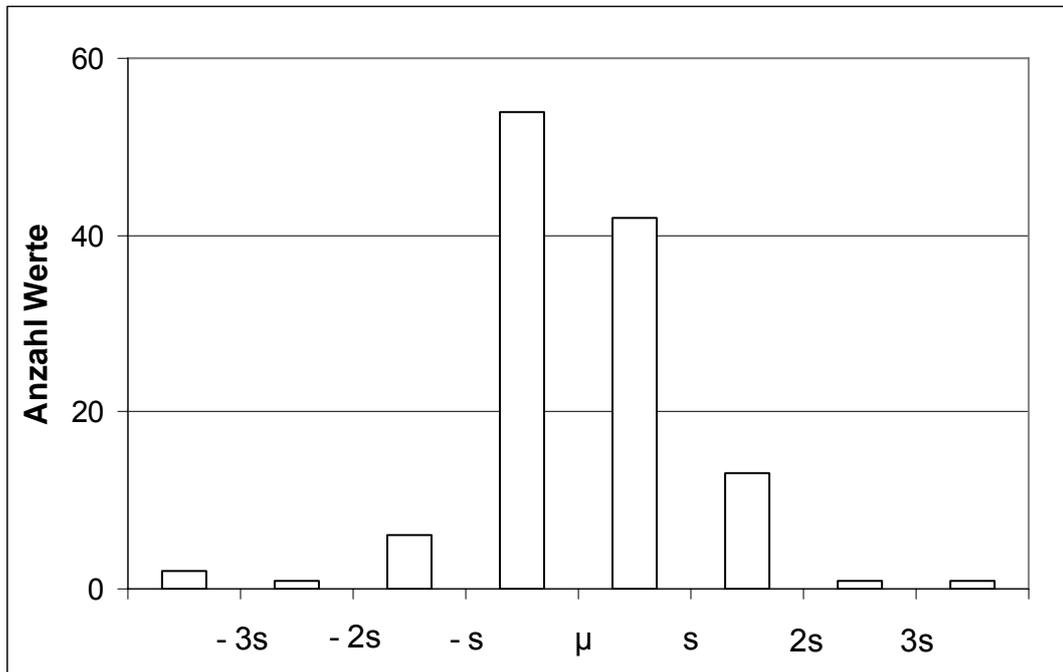


Abb. 7-3: Verteilung der relativen Messfehler um den Mittelwert abhängig von der Standardabweichung (s)

Innerhalb der Streubreite $3 \cdot s$ um den Mittelwert des relativen Fehlers befinden sich 97,5 % aller betrachteten Messwerte. Als Grenzen des zufälligen Messfehler des Coriolismassenstrommessgerätes wurde ein Abstand von $3 \cdot s$ um den statistischen Mittelwert gewählt.

f_{sta_Pro} ... Bereich des zufälligen Messfehlers um den Mittelwert

$$f_{sta_Pro} = 3 \cdot s \quad \text{Gl.7-6}$$

Die Messunsicherheit ergibt sich damit zu:

\bar{m}_{Pro} ... messunsicherheitsbehaftete Masse berechnet aus den Messungen mit dem Coriolismassenstrommessgerät

$$\bar{m}_{Pro} = m_{E_{Pro}} + (f_{sys_Pro} \cdot m_{E_{Pro}}) \pm (f_{sta_Pro} \cdot m_{E_{Pro}}) \quad \text{Gl.7-7}$$

In Abb. 7-4 sind die obere und die untere Grenze des Messwertes (\bar{m}_{Pro}) des Coriolismassenstrommessgerätes in Abhängigkeit des Messergebnisses (m_{E_Pro}) dargestellt.

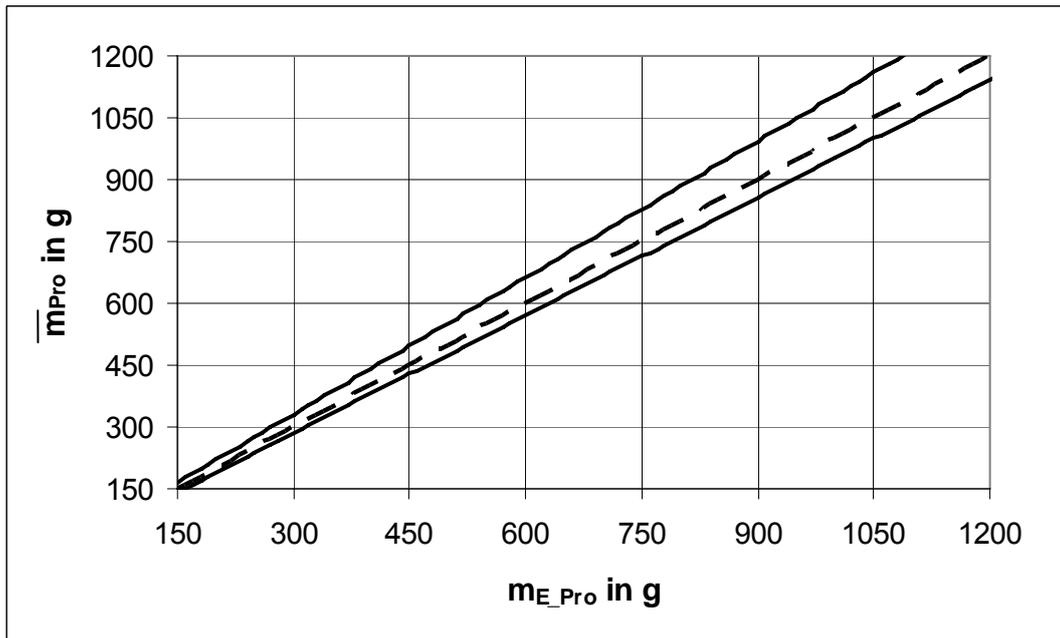


Abb. 7-4: Grenzen der Messgröße (durchgezogene Linien) der geförderten Wassermassen als Funktion des Messergebnisses (strichlierte Linie) der Massen(strom)messung mit dem Promass 63

7.2 Berechnung des spezifischen Druckluftbedarfs

Wie in Kapitel 6.4 beschrieben, konnte mit dem Versuchsstand nur das benötigte Luftvolumen zum Antrieb der Pumpe auf Niederdruckniveau mittels Balgengaszähler gemessen werden. Die Berechnung des spezifischen Druckluftbedarfs, bezogen auf das geförderte Wasservolumen, musste anhand der Messergebnisse des Balgengaszählers berechnet werden.

Der Volumenstrom der antreibenden Druckluft auf Hochdruckniveau wurde unter der Annahme von ideales-Gas-Verhaltens und konstanter Temperatur ermittelt. Es gilt das Gesetz von Boyle-Mariotte:

V ... Volumen

p ... Druck

$$p \cdot V = const. \quad \text{Gl.7-8}$$

V_{HD} ... Volumen des idealen Gases unter Hochdruck

V_{ND} ... Volumen des idealen Gases unter Niederdruck

$$V_{HD} = \frac{p_{ND} \cdot V_{ND}}{p_{HD}} \quad \text{Gl.7-9}$$

Die dabei geförderte Wassermenge wurde, wie in Kapitel 7.1 beschrieben, ermittelt (Waage bzw. Coriolismassenstrommessgerät) und abhängig von der Temperatur dessen Volumen

berechnet. Das Verhältnis vom berechneten Volumen an Druckluftbedarf auf Hochdruckniveau (V_{HD}) zum geförderten Volumen Wasser (V_W) ergab den spezifischen Druckluftbedarf (b_{DL}) bezogen auf die geförderte Wassermenge.

- b_{DL} ... spezifischer Druckluftbedarf
 V_W ... Volumen der geförderten Wassermasse

$$b_{DL} = \frac{V_{HD}}{V_W} \quad \text{Gl.7-10}$$

Aufgrund der getroffenen Annahmen (ideales Gas, Boyle-Mariotte, Inkompressibilität von Wasser) ist das Luftvolumen proportional zur Luftmasse und das Wasservolumen proportional zur Wassermasse. Der spezifische Druckluftbedarf beinhaltet damit auch das Verhältnis von verbrauchter Antriebsgasmasse zu geförderter Mediumsmasse.

7.2.1 Messunsicherheit des spezifischen Druckluftbedarfs

Die Berechnung des spezifischen Druckluftbedarfs ergibt sich aus der Kombination von unkorrelierten, statistisch unabhängigen Messergebnissen. Die Messunsicherheit kann über die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung ermittelt werden. Da keine Standardabweichungen bekannt sind, wurden diese durch die Messungenauigkeiten der Messgeräte ersetzt. Die Gesamtabweichung ergibt sich aus der quadratischen Summe der relativen Einzelabweichungen (FH Landshut 2011 & Hempel 2010).

Für Messungen der Masse mit der Waage ergibt sich damit eine andere Messunsicherheit, als für die Messungen mit dem Promass 63. Die Dichte des Wassers wurde in guter Näherung als konstant angenommen.

Messunsicherheit des spezifischen Druckluftbedarfs bei Massenmessungen mit der Waage:

- u_{bDL} ... Messunsicherheit des spezifischen Druckluftbedarfs bei Massenmessungen mit der Waage
 u_{G4} ... Messunsicherheit des Balgengaszählers
 u_{Alp} ... Messunsicherheit des Alphasine-Drucktransmitters
 u_{GX} ... Messunsicherheit der Waage

$$u_{bDL_GX} = \sqrt{\left(\frac{u_{G4}}{V_{E_G4}}\right)^2 + \left(f_{rel_p} + \frac{u_{Alp}}{p_{E_Alp}}\right)^2 + \left(\frac{u_{GX}}{m_{E_GX}}\right)^2} \quad \text{Gl.7-11}$$

- u_{bPro} ... Messunsicherheit des spezifischen Druckluftbedarfs bei Massenmessungen mit dem Promass 63
 V_W ... Volumen der geförderten Wassermasse

$$u_{bDL_Pro} = \sqrt{\left(\frac{u_{G4}}{V_{E_G4}}\right)^2 + \left(f_{rel_p} + \frac{u_{Alp}}{p_{E_Alp}}\right)^2 + f_{sta_Pro}^2} \quad \text{Gl.7-12}$$

7.2.2 Theoretisch minimaler spezifischer Druckluftbedarf

Wie in Kapitel 4.2.5 beschrieben existiert ein Nutzvolumenverhältnis abhängig von der Pumpengeometrie und -konstruktion. Dieses Verhältnis vergleicht das „genutzte“ Volumen zur Förderung des Mediums mit dem „aufgewendeten“ Volumen des Antriebsgases.

Nach dem Saughub der Pumpe befindet sich Antriebsgas auf Niederdruckniveau im Arbeitsraum der Pumpe. Das Antriebsgas mit dem Volumen V_{ND_AR} wird unter der Wirkung des Hochdrucks komprimiert und nimmt gemäß Gl.7-9 ein kleineres Volumen V_{HD_AR} ein. Dieses Volumen muss dem Arbeitsraum während des Druckhubes nicht mehr zugeführt werden. Aus dieser Überlegung kann ein volumetrischer Wirkungsgrad der Pumpenkonstruktion für ideale Gase berechnet werden.

η_{vol} ... volumetrischer Wirkungsgrad

$$\eta_{vol} = \frac{\phi_{\Delta V}}{\phi_{AR} \cdot \left(1 - \frac{P_{ND}}{P_{HD}}\right) + 1} \quad \text{Gl.7-13}$$

Aufgrund der Inkompressibilität von Wasser kann, unter der Annahme von konstanter Temperatur, der theoretisch minimale spezifische Druckluftbedarf berechnet werden.

b_{DL_th} ... theoretisch minimaler spezifischer Druckluftbedarf

$$b_{DL_th} = \frac{1}{\eta_{vol}} \quad \text{Gl.7-14}$$

7.3 Effizienz der Pumpe

Die Effizienz der Pumpe kann durch einen Wirkungsgrad beschrieben werden, der sich aus dem Verhältnis von Nutzen zum Aufwand bildet. Der Nutzen ist die an das geförderte Wasser zugeführte Energie. Der Aufwand soll definiert werden als das Arbeitsvermögen der Druckluft. Die maximale Arbeit gibt die Druckluft bei einer isentropen (reibungsfrei) Entspannung ab (Cerbe et al. 1968).

η_{th} ... theoretischer Wirkungsgrad

m_{DL} ... Masse der Druckluft im Arbeitsraum nach Beendigung des Druckhubs

R_{DL} ... Gaskonstante der Druckluft

T_{DL} ... absolute Temperatur der Druckluft

κ_{DL} ... Isentropenexponent der Druckluft

$$\eta_{th} = \frac{\Delta V_{PR} \cdot (p_{HD} - p_{ND})}{m_{DL} \cdot R_{DL} \cdot T_{DL} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad \text{Gl.7-15}$$

Nach Umformen, unter den in Kapitel 7.2 getroffenen Annahmen, kann der Wirkungsgrad, wie in Gl.7-16 dargestellt, geschrieben werden.

$$\eta_{th} = \frac{1}{\frac{1 + \phi_{AR}}{\phi_{\Delta V}} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot \left(1 - \frac{p_{ND}}{p_{HD}} \right)} \quad \text{Gl.7-16}$$

In Abb. 7-5 sind die Verläufe des Wirkungsgrades und des volumetrischen Wirkungsgrades in Abhängigkeit des Druckverhältnisses (p_{HD} / p_{ND}) bei konstantem Hub (H) qualitativ dargestellt, Parameter sind das Volumenänderungsverhältnis ($\phi_{\Delta V}$) und das Schadraumverhältnis (ϕ_{AR}).

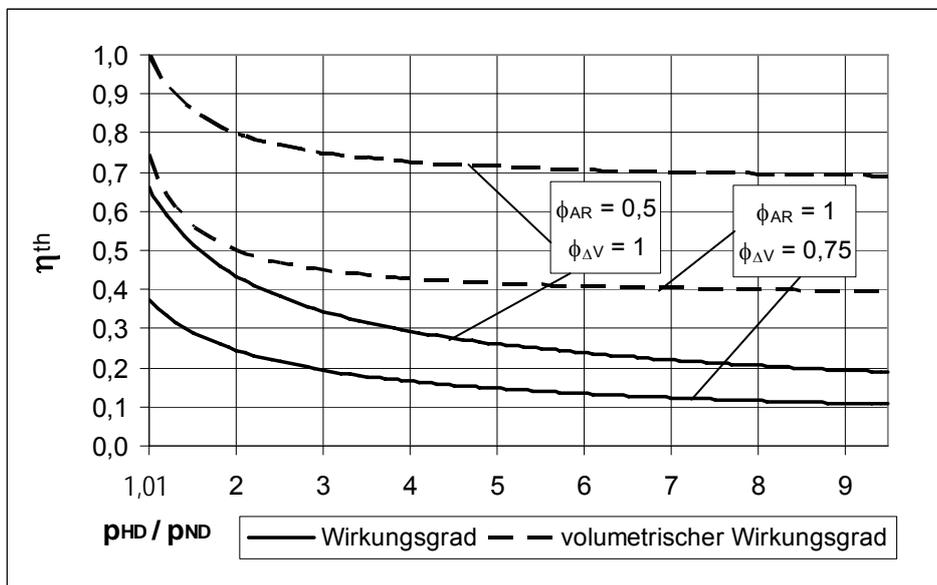


Abb. 7-5: Wirkungsgrad (durchgezogene Linie) und volumetrischer Wirkungsgrad (strichlierte Linie) als Funktion des Druckverhältnisses (p_{HD} / p_{ND}) bei konstantem Hub, Parameter Volumenänderungsverhältnis ($\phi_{\Delta V}$) und Schadraumverhältnis (ϕ_{AR})

Wie man aus Abb. 7-5 erkennen kann, verläuft der theoretische Wirkungsgrad ähnlich dem volumetrischen Wirkungsgrad.

Da sich der spezifische Druckluftbedarf nach Gl.7-14 indirekt proportional zum volumetrischen Wirkungsgrad verhält, kann er als Maß für die Effizienz der Pumpe in einem bestimmten Betriebspunkt genutzt werden.

Ab einem Grenzdifferenzdruck wird die Pumpe stets den vollen Hub ausführen. Steigt der Differenzdruck weiter an, wird die geförderte Wassermasse nicht weiter erhöht, wogegen die verbrauchte Luftmasse ansteigt und damit die Effizienz der Pumpe abnimmt (siehe Gl.7-13).

Unter Anwendung des Gleitdruckprinzips ab Anliegen des Grenzdifferenzdrucks kann durch eine geschickten Regelung die verbrauchte Druckluftmasse verringert und damit die Effizienz gesteigert werden (siehe Gl.7-16).

7.4 Messreihen mit EPDM 4660 als Membranwerkstoff

Im Zuge der ersten Messungen sollten Informationen gesammelt werden, bezüglich des Zusammenhangs zwischen geförderter Masse und spezifischem Druckluftbedarf. Da die Messanordnung für Messungen mit hohem Luftvolumenstrom nicht geeignet war, wurde das Augenmerk zunächst auf die Abschätzung des Druckluftbedarfs, abhängig von Differenzdruck, Schaltintervall und geförderter Wassermasse, gelegt.

7.4.1 Einfluss unterschiedlicher Schaltzeiten

Zunächst wurden Versuche mit verschiedenen Schaltzeiten durchgeführt. Bei der Aufnahme von zwei Messreihen wurde einmal die Menge der benötigten Druckluft zum Antrieb der Pumpe als konstanter Faktor gewählt und einmal die Anzahl der Hübe, jeweils bei zwei unterschiedlichen Differenzdrücken.

1) Das Volumen der verbrauchten Luft bei Atmosphärendruck sei konstant:

Das zu verbrauchende Volumen wurde, in Anlehnung an die ersten Versuche (siehe Kapitel 5.4), mit 30 Liter Luft bei Atmosphärendruck festgelegt. Für diese ersten Versuche wurden die Pausen zwischen dem Schließsignal für ein Magnetventil und dem Öffnungssignal für das zweite auf 500 Millisekunden eingestellt.

Sechs Schaltintervalle wurden getestet:

Tab. 7-1: Schaltintervalle der Messreihe mit konstantem Luftvolumenverbrauch

#	MV Luft ein	Pause	MV Luft aus	Pause
1	5 s	0,5 s	5 s	0,5 s
2	3 s	0,5 s	3 s	0,5 s
3	2 s	0,5 s	3 s	0,5 s
4	2 s	0,5 s	2 s	0,5 s
5	1 s	0,5 s	2 s	0,5 s
6	1 s	0,5 s	1 s	0,5 s

Jedes dieser Schaltintervalle wurde bei einem Differenzdruck von 8,5 bar und 4 bar dreimal vermessen und die Messwerte arithmetisch gemittelt.

In Abb. 7-6 sind die geförderten Wassermassen nach einem Luftvolumenverbrauch von 30 Litern auf Niederdruckniveau abhängig von unterschiedlichen Schaltintervallen aufgetragen. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-1.

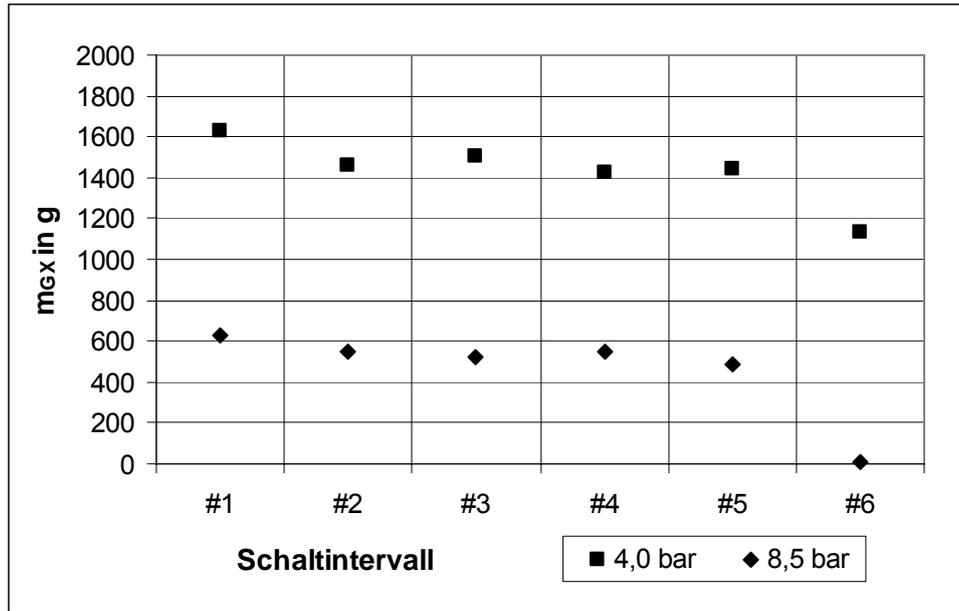


Abb. 7-6: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit unterschiedlicher Schaltintervalle (gemäß Tab. 7-1) bei konstantem Luftvolumenverbrauch auf Niederdruckniveau von 30 Liter für 4,0 bar und 8,5 bar Differenzdruck

Durch die Wahl eines konstanten benötigten Luftvolumens auf Niederdruckniveau wurde bei diesem Versuch bei jeder Messung die gleich Luftmasse verbraucht. Die Messwerte aus Abb. 7-6 sind somit gleichzeitig ein direkter Indikator für die Effizienz der Pumpe unter den jeweiligen Betriebsbedingungen. Aus Abb. 7-6 ist erkennbar, dass die geförderte Masse bei einem Differenzdruck von 4 bar mehr als zweieinhalbmal so hoch war, als bei einem Differenzdruck von 8,5 bar. Der höhere Druck schlägt sich vor allem in einem wesentlich höheren Bedarf an Druckluft nieder (siehe Abb. 7-7). Theoretisch dürfte die geförderte Wassermenge der beiden Messungen nicht so stark voneinander abweichen, sondern sollte maximal um den Faktor zwei (dem Verhältnis der Absolutdrücke) verschieden sein.

Ein deutlicher Rückgang der geförderten Wassermenge ist bei den Versuchen mit dem Schaltintervall #6 zu beobachten, vor allem die geförderte Menge von beinahe null bei einem Differenzdruck von 8,5 bar. Dem liegt der Versuchsstandaufbau zugrunde, im Speziellen das Ausgleichsgefäß mit nachgeschaltetem Druckminderer: Durch die hohe Schaltfrequenz wird das Ausgleichsgefäß sehr schnell mit Luft gefüllt, die aber nur wesentlich langsamer durch den Druckminderer zum Balgengaszähler strömen kann. Dadurch baut sich Gegendruck auf, der die vollständige Entspannung der Luft auf Niederdruckniveau im Arbeitsraum verhindert.

In Abb. 7-7 ist der spezifische Druckluftbedarf abhängig von unterschiedlichen Schaltintervallen aufgetragen. Die Balken in den einzelnen Messpunkten spiegeln den Wertebereich wider, in dem sich der Wert aufgrund der Messunsicherheiten befinden kann. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-1.

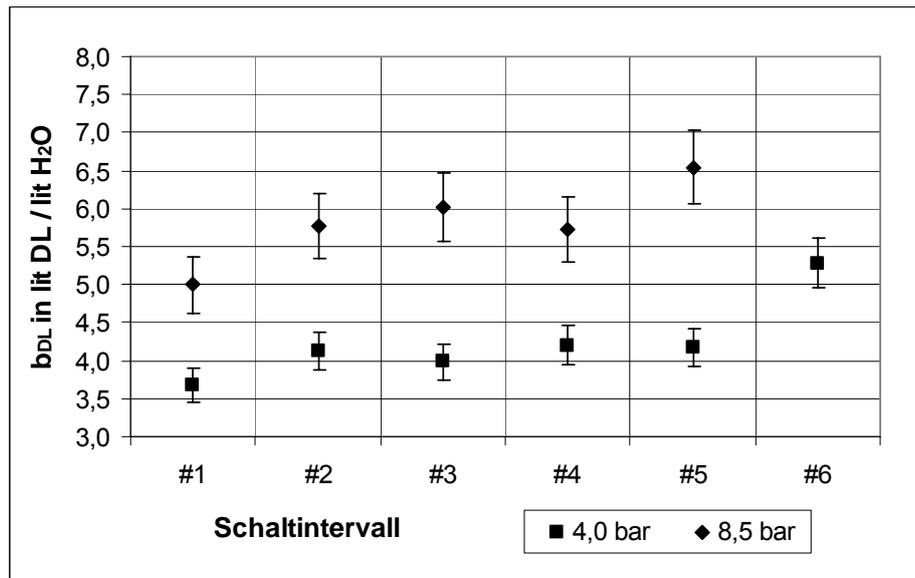


Abb. 7-7: Spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) bezüglich unterschiedlicher Schaltintervalle (gemäß Tab. 7-1) bei konstantem benötigtem Luftvolumen auf Niederdruckniveau für 4,0 bar und 8,5 bar Differenzdruck

2) Die Anzahl der Hübe sei konstant:

Mit den Erkenntnissen der ersten Versuchsreihe wurde eine weitere aufgenommen. In dieser zweiten sollte die Anzahl der Hübe jeder Messung 15 betragen. Dies war die Zahl der Hübe, bei der die Pumpe bei einem Differenzdruck von 8,5 bar ein Luftvolumen von 30 Litern verbrauchte. Um dem Umstand Rechnung zu tragen, dass bei zu kurzen Schaltintervallen die verbrauchte Luft nicht schnell genug aus dem Ausgleichsgefäß strömen konnte, wurden die Pausen verlängert um sicher zu stellen, dass sich kein großer Gegendruck im Ausgleichsgefäß aufbauen konnte. Es wurden folgende Schaltintervalle vermessen:

Tab. 7-2: Schaltintervalle der Messreihe mit konstanter Hubzahl

#	MV Luft ein	Pause	MV Luft aus	Pause
1	5 s	1 s	5 s	5 s
2	4 s	1 s	4 s	5 s
3	3 s	1 s	3 s	5 s
4	2 s	1 s	3 s	5 s
5	2 s	1 s	2 s	5 s
6	2 s	1 s	1 s	5 s
7	1 s	1 s	4 s	5 s
8	1 s	1 s	3 s	5 s
9	1 s	1 s	2 s	5 s
10	1 s	1 s	1 s	5 s

Jedes dieser Schaltintervalle wurde bei einem Differenzdruck von 8,5 bar und 4 bar viermal vermessen und die Messwerte arithmetisch gemittelt.

In Abb. 7-8 sind die geförderten Wassermassen nach 15 Hüben bei unterschiedlichen Schaltintervallen aufgetragen. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-2.

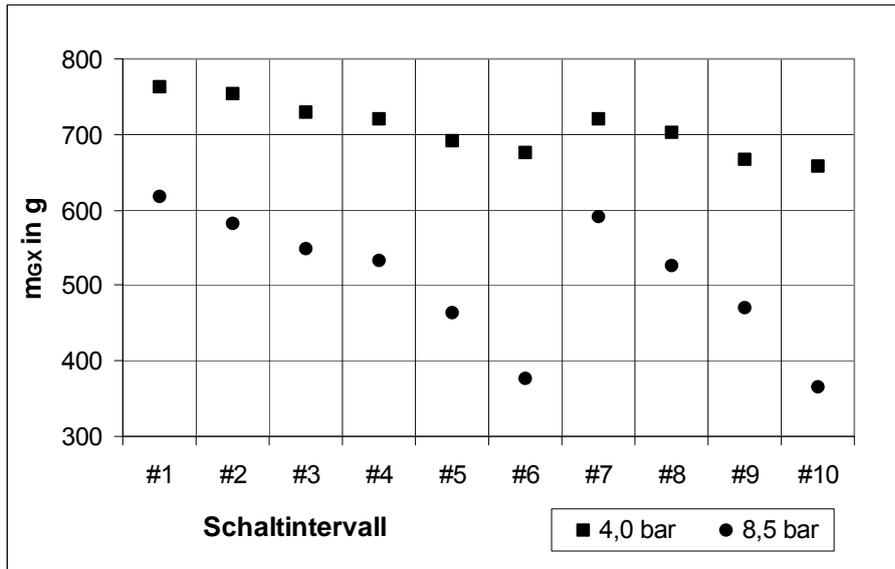


Abb. 7-8: Geförderte Wassermasse (m_{ex}) in Abhängigkeit unterschiedlicher Schaltintervalle (gemäß Tab. 7-2) bei konstanter Hubanzahl für 4 bar und 8,5 bar Differenzdruck

Bei den Messungen mit einem Differenzdruck von 4,0 bar erkennt man, dass die Schaltzeiten keinen besonders großen Einfluss auf die geförderte Wassermenge haben. Bei einem Differenzdruck von 8,5 bar hingegen tritt bei den Messungen #5, #6, #9 und #10 eine deutliche Reduktion auf.

In Abb. 7-9 ist der spezifische Druckluftbedarf abhängig von unterschiedlichen Schaltintervallen aufgetragen. Die Balken in den einzelnen Messpunkten spiegeln den Wertebereich wider, in dem sich der Wert aufgrund der Messunsicherheiten befinden kann. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-2.

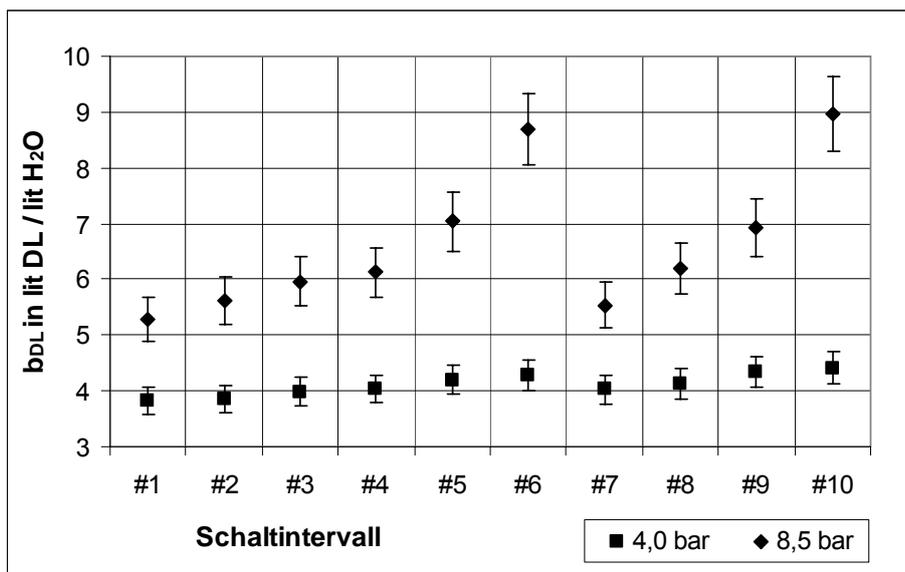


Abb. 7-9: Spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit unterschiedlicher Schaltintervalle (gemäß Tab. 7-2) bei konstanter Hubanzahl für 4 bar und 8,5 bar Differenzdruck

Es stellte sich die Frage, ob der Grund für die unterschiedlichen Messergebnisse bei den verschiedenen Schaltintervallen die kürzeren bzw. längeren Öffnungszeiten der Magnetventile waren, oder ob das ausgeschobene Luftvolumen während des

Saughubes im Ausgleichsbehälter eine Druckerhöhung erzeugte, sodass nach dem Schließen des Auslassmagnetventils dieser Druck im Arbeitsraum herrschte und den Saughub beeinflusste.

Aus den erfassten Messdaten konnte der Überdruck Δp_{AR} über Niederdruckniveau im Arbeitsraum beim Schließen des Luftauslassventils ermittelt werden. Dieser Wert entspricht dem Differenzdruck gegen den die Membrane den Saughub ausführen musste.

In Abb. 7-10 ist der spezifische Druckluftbedarf (Punkte), sowie der herrschende Differenzdruck (Balken) im Arbeitsraum beim Schließen des Auslassmagnetventils über die unterschiedlichen Schaltintervalle aufgetragen. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-2.

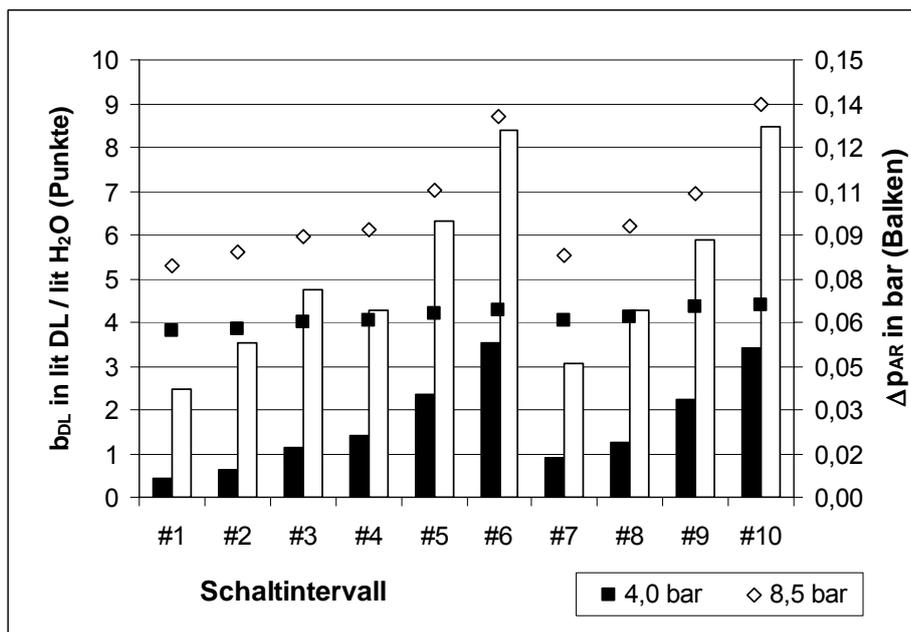


Abb. 7-10: Abhängigkeit des spezifischen Druckluftbedarfs (b_{DL}) vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-2) und dem damit verbundenen Gegendruck (p_{E_Alp}) im Arbeitsraum bei Beginn des Saughubes für 4 bar und 8,5 bar Differenzdruck

Der Einfluss des Gegendrucks auf die Effizienz der Pumpe ist deutlich erkennbar. Auch kleine Druckzunahmen führen zu einer Erhöhung des spezifischen Druckluftbedarfs, vor allem bei einem Differenzdruck von 8,5 bar.

Die großen Unterschiede des spezifischen Druckluftbedarfs sind, wie aus Abb. 7-8 hervorgeht, vor allem bedingt durch die unterschiedlich großen geförderten Wassermassen, wobei die verbrauchte Druckluft bei gleichem Differenzdruck konstant blieb. Wie sich auch aus den weiteren Messungen zeigte, wirkte sich ein hoher Gegendruck und zu kurze Schaltintervalle vor allem auf die geförderte Wassermenge aus, nicht jedoch auf das verbrauchte Druckluftvolumen, dass fast ausschließlich abhängig von der Differenz zwischen Hoch- und Niederdruck war.

7.4.2 Einfluss unterschiedlicher Differenzdrücke

Auf Basis der Ergebnisse der ersten Messungen wurden weitere Versuche mit unterschiedlichen Differenzdrücken durchgeführt. In erster Linie war der spezifische Druckluftbedarf der Pumpe von Interesse. Um Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wurden

Schaltzeiten gewählt, die bei jedem Differenzdruck die Ausführung des vollen möglichen Hubes zeitlich zuließ. Um den zeitlichen Aufwand der Messungen zu reduzieren, wurde nicht das längste Schaltintervall mit dem geringsten Gegendruck gewählt, sondern eines bei dem der aufgebaute Gegendruck im Ausgleichgefäß unter 1% des antreibenden Differenzdrucks ($p_{HD} - p_{ND}$) lag und im Verlauf der Messung nicht anstieg.

Die Schaltzeiten für den Saug- und den Druckhub wurden mit drei und zwei Sekunden festgelegt, die Pausen dazwischen mit einer bzw. fünf Sekunden (siehe Tab. 7-2: Schaltintervall #4). Die Bedingung war, wie im zweiten Versuch, so lange zu pumpen, bis die Pumpe 15 Hübe durchgeführt hatte.

Es wurden in jedem Messpunkt mindestens acht Messungen aufgezeichnet, wobei die Hälfte der Messungen nach einer Differenzdruckreduktion um 0,5 bar und die andere Hälfte nach einer Differenzdruckerhöhung um 0,5 bar durchgeführt wurden, d.h. die erste Messung wurde mit einem maximalen Differenzdruck ($p_{HD} - p_{ND}$) von 8,5 bar durchgeführt, die zweite Messung mit einem Differenzdruck von 8,0 bar usw.. Nach Erreichen des kleinsten vermessenen Differenzdrucks von 1,0 bar, wurde der Differenzdruck wieder erhöht auf 1,5 bar etc.

ist die durchschnittlich geförderte Wassermasse nach 15 Hüben über den Differenzdruck aufgetragen.

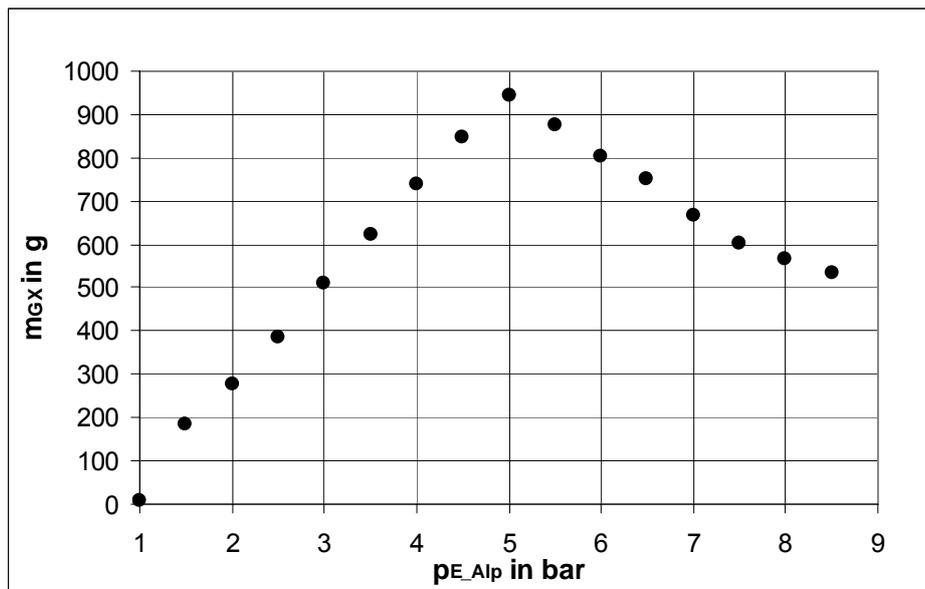


Abb. 7-11: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei konstanter Hubanzahl, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

In Abb. 7-12 ist der durchschnittliche spezifische Druckluftbedarf über den Differenzdruck aufgetragen. Die durchgezogene Linie entspricht dem theoretisch erreichbaren, konstruktionsbedingten Minimum.

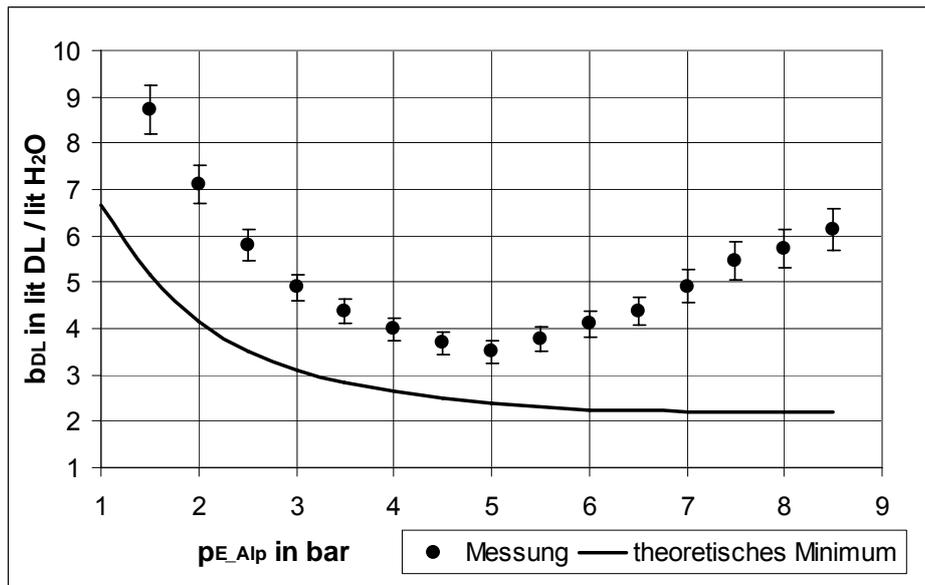


Abb. 7-12: Spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei konstanter Hubanzahl, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Es ist eindeutig ein Druckluftbedarfminimum bei einem Differenzdruck von 5 bar erkennbar. Es scheint zunächst, dass der Hub auch bei geringeren Differenzdrücken fast vollständig ausgeführt werden kann und somit die maximale Volumenänderung im Pumpraum erzeugt wird. Höhere Differenzdrücke dürften dann zu keiner höheren Fördermenge Wasser und nur zu einem leicht erhöhten Druckluftbedarf führen (siehe Kapitel 7.3). Laut dieser Überlegung müssten also ab einem Differenzdruck von 5,5 bar die geförderte Wassermenge und der spezifische Druckluftbedarf stets ähnlich sein. Wie man in Abb. 7-11 und Abb. 7-12 erkennen kann, nimmt aber die geförderte Wassermenge bei höheren Differenzdrücken ab und der spezifische Druckluftbedarf zu.

Abb. 7-13 zeigt die rostfarbenen Konturen der Wasseraustrittsbohrungen an der Unterseite der Pumpmembran.

Die Vermutung, dass sich die Membranen aufgrund ihres geringen E-Moduls und ihrer großen Reißdehnung sowie Spannungswerten über der Streckdehnung des Materials bei höheren Differenzdrücken so weit plastisch verformten, dass sie die wasserseitigen Ein- und Auslassbohrungen des Pumpraums verschlossen, konnte durch sichtbare Spuren an der Unterseite der Pumpmembran bestätigt werden. Deutlich zu erkennen sind die Abdrücke vor allem an der Seite des Wasserauslasses, an der mit der Strömung abgeführte Rostteilchen die Konturen der Bohrungen durch Verfärbung zum Vorschein brachten.



Abb. 7-13: Abdrücke der Wasserauslassbohrungen an der Unterseite der Pumpmembran

Abb. 7-14 zeigt die große plastische Verformung der Pumpmembran zwischen Stützteller und Gehäuse.

Der Druck im Pumpraum ist während des Druckhubes aber stets höher als der im Arbeitsraum. Dass die Membran sich bei der Druckbeaufschlagung zwischen Stützteller und Gehäuse schneller verformte als der Hub ausgeführt werden konnte, war also nicht möglich. Nach vielen Hüben jedoch hat sich das Material so stark verformt, dass die Wölbung die Wassereinlass- und Wasserauslassbohrungen im Betrieb verschloss. Speziell an der ausströmenden Seite wurde, durch die hohe Geschwindigkeit am Wasseraustritt, die Membran angesaugt.



Abb. 7-14: Starke plastische Verformung der Pumpmembran

Ein weiteres Indiz dafür, dass sich die Pumpmembran zwischen Stützteller und Gehäuse zumindest teilweise an das Gehäuse bzw. an den oberen Dichtmembranflansch anlegte, war der Hub. Ab einem Differenzdruck von 7 bar verändert sich der Hub praktisch nicht mehr und nimmt einen kleineren Wert als den maximal möglichen (9,4 mm Federweg) ein. Grund dafür ist, dass die ausgebeulte Membran, wenn sie an der Umgebung anliegt, keine Kräfte mehr auf den Stößel übertragen kann. Abhilfe würde eine weichere Rückstellfeder oder ein höherer Pumpraum schaffen.

Bei konstantem Flächenverhältnis und dem Einbau einer Rückstellfeder mit linearer Federkennlinie ist der Hub linear abhängig vom Differenzdruck. Wie in Abb. 7-15 zu sehen ist, scheint diese Linearität bis zu einem Differenzdruck von 5 bar gegeben zu sein, um danach zu stagnieren. Der Grund hierfür dürfte, wie schon angedeutet, die plastische Verformung der Membranen sein.

In Abb. 7-15 ist der Hub in Abhängigkeit des anliegenden Differenzdrucks aufgetragen.

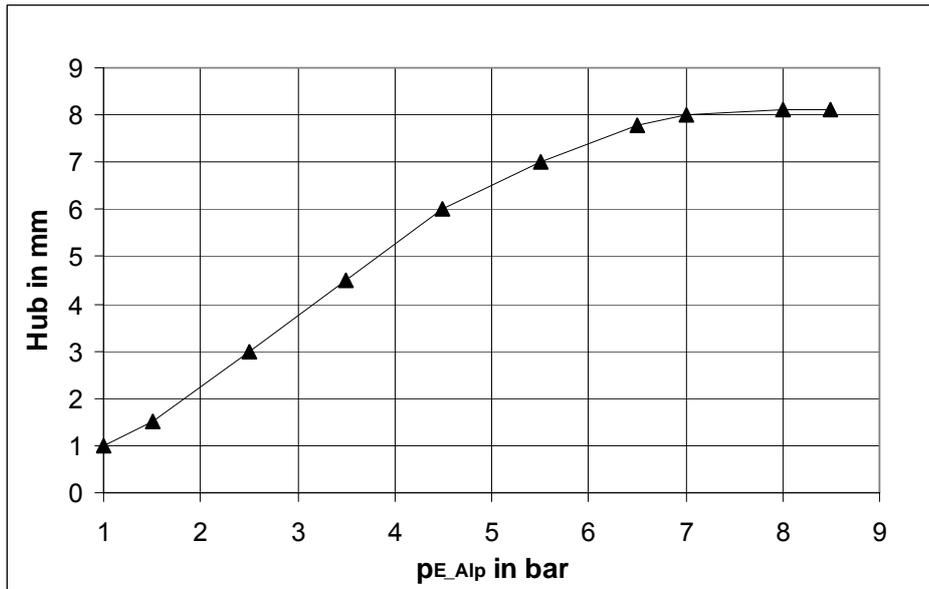


Abb. 7-15: Hub (H) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp})

Abhängig vom Hub konnte außerdem der volumetrische Fördergrad berechnet werden. Wie in Kapitel 4.2.4 beschrieben, wurde das aus den Messungen berechnete geförderte Volumen mit dem theoretisch idealen Fördervolumen ohne Ausbeulen der Membranen ins Verhältnis gesetzt.

In Abb. 7-16 ist die gemittelte volumetrische Förderzahl in Abhängigkeit des anliegenden Differenzdrucks dargestellt.

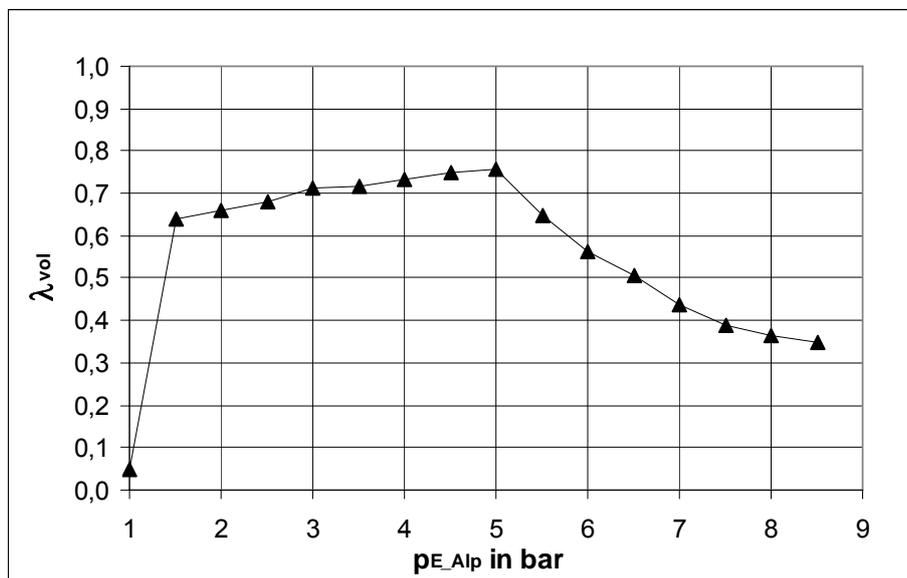


Abb. 7-16: Volumetrischer Fördergrad (λ_{vol}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}), Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Wie schon aus der Messung der geförderten Wassermasse hervorging, benötigte die Pumpe eine minimale Druckdifferenz von 1,5 bar um überhaupt fördern zu können. Ab einer Druckdifferenz von 1,5 bar steigt der volumetrische Fördergrad annähernd linear bis zu einem Differenzdruck von 5 bar und fällt dann stark ab. Der Grund hierfür dürfte, wie schon beschrieben, in der plastischen Verformung der Pumpmembran liegen und des damit verbundenen Verstopfens der Wasserauslässe im unteren Pumpmembranflansch.

7.4.3 Druckgradientenanomalie

Bei der Durchführung der Messungen mit unterschiedlichen Differenzdrücken wurden die Messreihen abwechselnd nach reduziertem und nach erhöhtem Druck aufgenommen. Im Zuge dieser Versuche konnte bei manchen Differenzdrücken ein Unterschied in der Effizienz und der Fördermenge festgestellt werden, abhängig davon, ob der Differenzdruck verringert oder erhöht wurde.

In Abb. 7-17 ist die geförderte Wassermenge pro 15 Hübe einzelner Messungen über den Differenzdruck aufgetragen, wobei die Kreuze die Messwerte nach Reduktion des Differenzdrucks und die Kreise die Messwerte nach Erhöhung des Differenzdrucks repräsentieren.

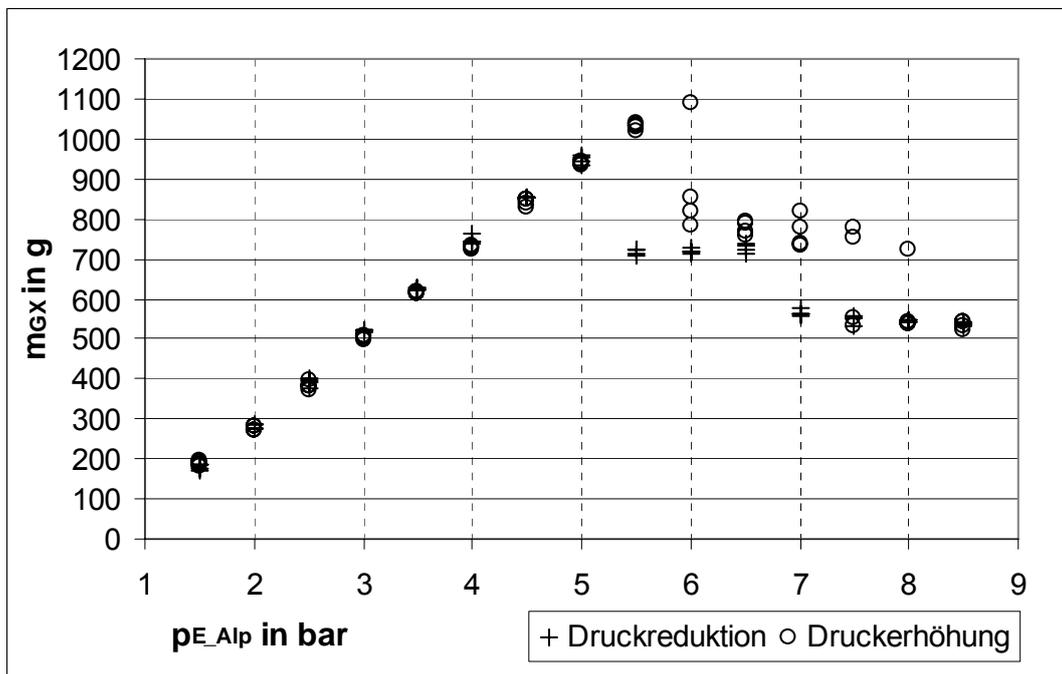


Abb. 7-17: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) und bei konstanter Hubanzahl nach Differenzdruckerhöhung und Differenzdruckverringering, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Man kann deutlich erkennen, dass die geförderten Wassermengen bis zu einem Differenzdruck von 5 bar sehr ähnlich sind und ab dann zu streuen beginnen. Tendenziell werden nach erhöhtem Differenzdruck größere Wassermengen gefördert als nach reduziertem. Beim maximalen Differenzdruck von 8,5 bar pendelten sich alle Messergebnisse wieder um den gleichen Wert ein.

In Abb. 7-18 ist der Bereich der Druckgradientenanomalie vergrößert dargestellt.

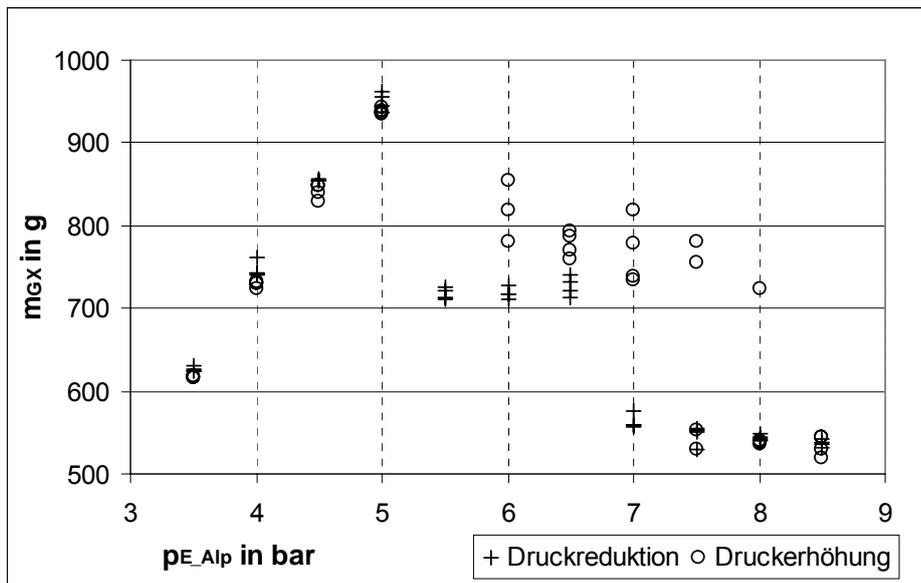


Abb. 7-18: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) und bei konstanter Hubanzahl nach Differenzdruckerhöhung und Differenzdruckverringering im Bereich der Druckgradientenanomalie, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Aus den Messungen ging hervor, dass in den Messpunkten mit höherer Fördermenge der spezifische Druckluftbedarf um durchschnittlich 15% abnahm. Dies entsprach auch den Ergebnissen aus den vorausgegangenen Messungen, in denen die Abhängigkeit des spezifischen Druckluftbedarfs vor allem von der geförderten Wassermenge beobachtet werden konnte.

Dieses Phänomen wurde mit einem weiteren Versuch untersucht: Nachdem die Pumpe eine Zeitlang bei maximalem Differenzdruck gefördert hatte, wurde der Differenzdruck auf einen niedrigeren Wert verringert. Ausgehend von diesem Anfangsdifferenzdruck, wurde nun alle 0,5 bar eine Messung durchgeführt, bis der maximale Differenzdruck erreicht wurde. Jede weitere Messreihe startete bei einem Differenzdruck, der um 0,5 bar höher war, als der der vorhergehenden Messreihe. Mit diesem Schema sollte eruiert werden ab welchem Differenzdruck eine Erhöhung der geförderten Wassermenge eintritt.

In Tab. 7-3 sind die Anfangsdifferenzdrücke der Messreihe angeführt.

Tab. 7-3: Anfangsdifferenzdrücke der Messreihe bei Untersuchung der Druckgradientenanomalie

Messung	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8
Anfangsdifferenzdruck in bar	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5

In Abb. 7-19 sind die geförderten Wassermassen nach 15 Hüben der Messung #2 (Quadrate), der Messung #3 (Kreuze), der Messung #4 (Kreise) und der Messung #5 (Balken) gemäß der in Tab. 7-3 angeführten Definitionen in einem Diagramm dargestellt.

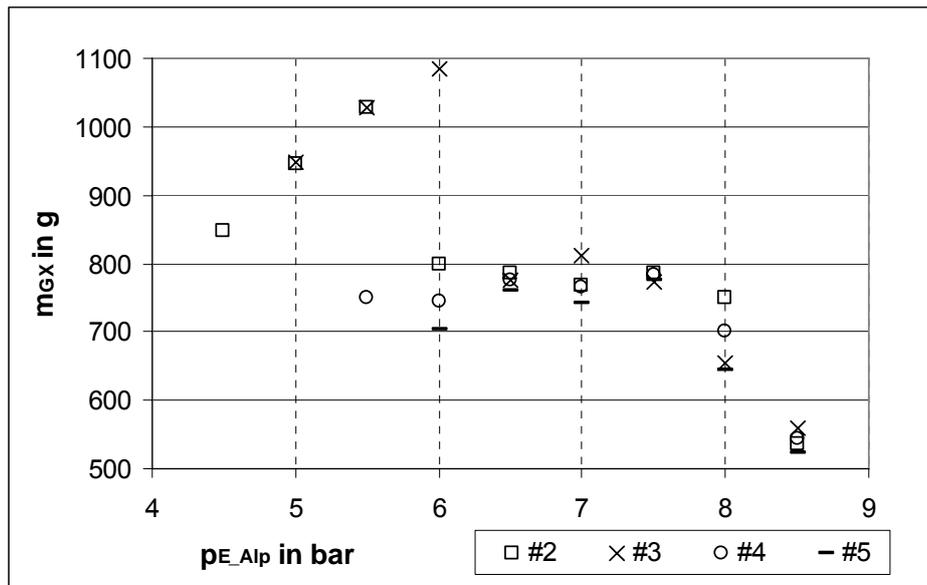


Abb. 7-19: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (p_{E_Alp}) und bei konstanter Hubanzahl nach Differenzdruckerhöhung bei unterschiedlichen Anfangsdifferenzdrücken (gemäß Tab. 7-3), Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Wie aus dem Abb. 7-19 zu erkennen ist, musste der Druck auf unter 5,5 bar reduziert werden, um eine höhere Fördermenge in diesem Punkt erreichen zu können.

Unter einem Differenzdruck von 5,5 bar sind die Messungen reproduzierbar, die Streuung ist gering, darüber nimmt die Streuung zu und das Ergebnis ist abhängig davon, ob der Differenzdruck reduziert oder erhöht wurde bzw. von welchem Anfangsdifferenzdruck die Messung gestartet wurde.

Für dieses Phänomen konnte im Rahmen dieser Diplomarbeit keine sichere Erklärung gefunden werden. Einzig beim Vergleich mit den Messungen bei der Verwendung der steiferen Membranen, bei denen dieses Phänomen nicht beobachtet werden konnte, ließ darauf schließen, dass der Grund hierfür der weichere Membranwerkstoff ist.

7.4.4 Einfluss unterschiedlicher Anlagenverluste

Mit Hilfe der Strangreguliertventile konnten unterschiedliche, zusätzliche Druckverluste (p_{V+}) im Wasserkreislauf simuliert werden. Eine quantitative Erfassung war aber nur druckseitig möglich, da nur beim Druckhub der Massenstrom mit dem Coriolismassenstrommessgerät erfasst wurde. Über die gemessenen Massenströme konnten die Wasservolumenströme und damit die Druckverluste berechnet werden. Für die folgenden Abbildungen wurde jeweils ein Hub aus jeder Messung unter gleichen Bedingungen (Druckdifferenz, Druckverlust) aus den Messdaten erfasst, die Verläufe übereinander gelegt und gemittelt.

In Abb. 7-20 sind die Messergebnisse der Massenströme (\dot{m}_{E_Pro}) gemittelter Hübe bei drei unterschiedlichen Differenzdrücken mit gleichem Schaltintervall dargestellt. Der erste Peak stellt den Verlauf des Massenstroms eines durchschnittlichen Hubes bei einem relativ großem zusätzlichen Druckverlust dar, der zweite Peak stellt den Verlauf des Massenstroms eines durchschnittlichen Hubes bei einem relativ kleinen zusätzlichen Druckverlust dar und der dritte Peak stellt den Verlauf des Massenstroms eines durchschnittlichen Hubes ohne zusätzliche Verluste dar.

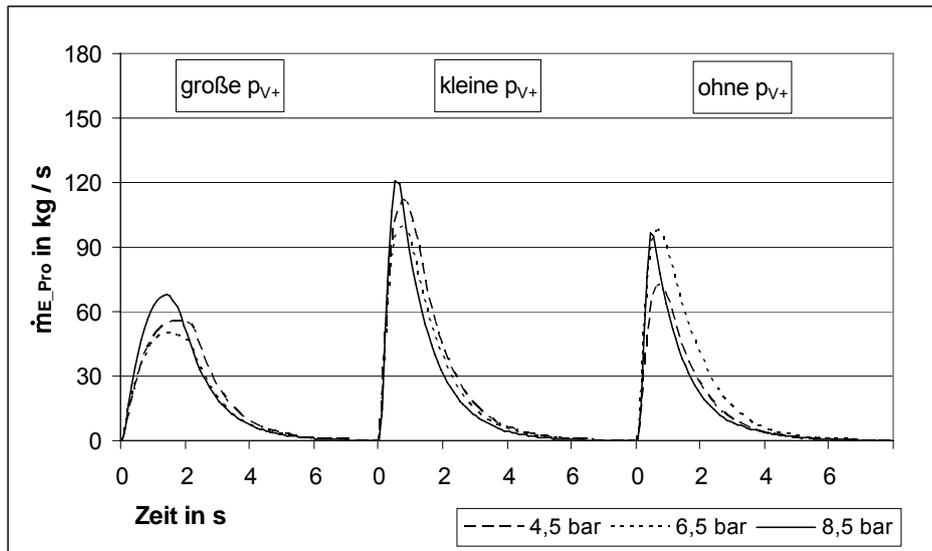


Abb. 7-20: Messergebnis des Massenstromverlaufes (\dot{m}_{E_Pro}) während eines durchschnittlichen Hubes in Abhängigkeit vom Differenzdruck bei unterschiedlichen zusätzlichen Druckverlusten, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Man kann erkennen, dass der zusätzliche Druckverlust die Spitzen dämpft und den Volumenstrom über die Hubdauer gleichmäßiger verteilt. Je größer die Verluste in einer Anlage, desto länger müssen die Schaltintervalle gewählt werden.

Ein interessanter Aspekt ist der deutlich höhere Volumenstrom während des Hubes bei geringen zusätzlichen Druckverlusten im Vergleich zum Hub ohne Druckverluste.

In Abb. 7-21 sind die zusätzlichen Druckverluste p_{v+} gemittelter Hübe bei drei unterschiedlichen Differenzdrücken mit gleichem Schaltintervall dargestellt. Der erste Peak stellt den Verlauf des zusätzlichen Druckverlusts während eines durchschnittlichen Hubes bei einem kV-Wert von 0,16 m³/h des druckseitigen Strangregulierventils dar, der zweite Peak stellt den Verlauf des zusätzlichen Druckverlusts während eines durchschnittlichen Hubes bei einem kV-Wert von 1,1 m³/h des druckseitigen Strangregulierventils dar und der dritte Peak stellt den Verlauf ohne zusätzliche Verluste im druckseitigen Strangregulierventil dar.

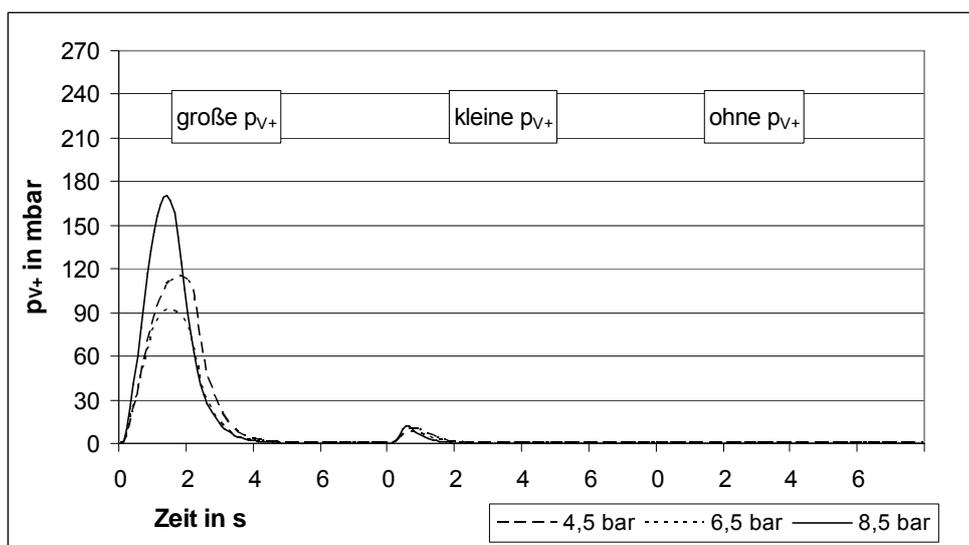


Abb. 7-21: Verlauf des Druckverlusts (p_{v+}) während eines durchschnittlichen Hubes bei unterschiedlichen Differenzdrücken, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

In Abb. 7-22 ist die durchschnittlich geförderte Wassermasse (m_{E_Pro}) pro Hub über den Differenzdruck aufgetragen. Die Linienzüge repräsentieren die Messergebnisse ohne

zusätzliche Verluste (Dreiecke), mit kleinen zusätzlichen Verlusten (Kreise) und mit großen zusätzlichen Verlusten (Quadrate).

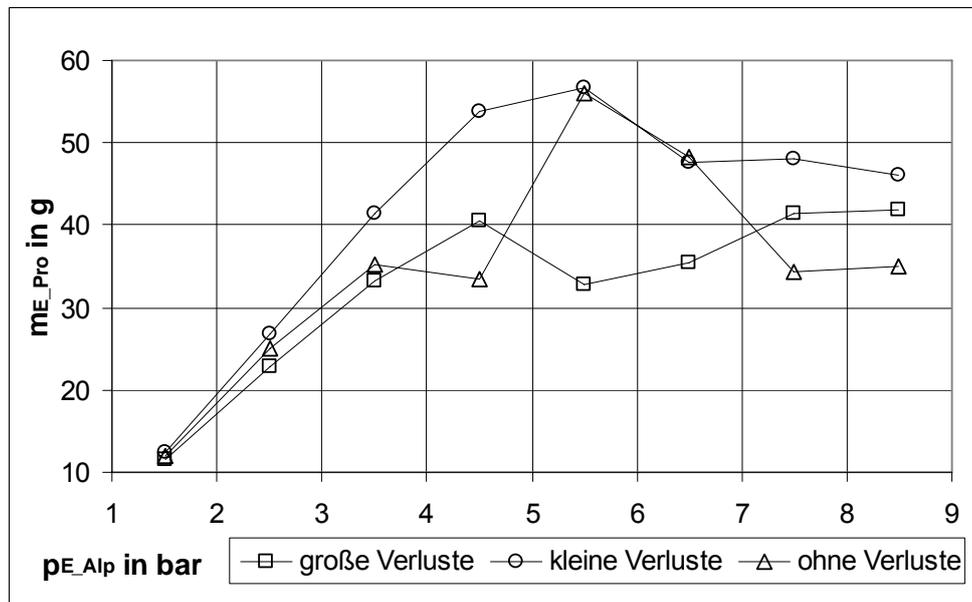


Abb. 7-22: Gemittelte Messergebnisse der geförderte Wassermasse (m_{E_Pro}) eines durchschnittlichen Hubes in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei unterschiedlichen Anlagenverlusten, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Wie schon in Abb. 7-20 zu sehen war hatten kleine zusätzliche Druckverluste einen positiven Einfluss auf die geförderte Wassermasse.

Wie in Kapitel 7.4.1 beschrieben, war der spezifische Druckluftbedarf vor allem abhängig von der variierenden geförderten Wassermasse, wohingegen das verbrauchte Druckluftvolumen vor allem von der Druckdifferenz abhängig war. Der spezifische Druckluftbedarf verlief umgekehrt proportional zur geförderten Wassermenge.

7.4.5 Messung der maximalen Förderleistung

Zuletzt sollte noch eruiert werden welche Förderleistung mit dieser Pumpenkonstruktion überhaupt möglich ist. Aus den vorangegangenen Versuchen war das verbrauchte Luftvolumen auf Niederdruck bei dem jeweilig anliegenden Differenzdruck bekannt. Der Balgengaszähler war nicht mehr von Nöten, er wurde abgehängt und mit diesem auch der Druckminderer nach dem Ausgleichsgefäß. Dadurch konnten die Schaltintervalle, aufgrund des sich nicht aufbauenden Gegendrucks auf ein Minimum reduziert werden. Das Ausgleichsgefäß selber blieb angeschlossen und diente als Schalldämpfer.

Die Versuche wurden bei drei verschiedenen Differenzdrücken mit unterschiedlichen Schaltintervallen durchgeführt, wobei die Messreihen bei einem Differenzdruck von 5,5 bar in Anlehnung an die Ergebnisse aus Kapitel 7.4.3 einmal nach Druckerhöhung und einmal nach Druckverringern aufgenommen wurden. Die Bedingung war die Ausführung von rund 500 Hübem pro Messung.

In Tab. 7-4 sind die unterschiedlichen Differenzdrücke angeführt, bei denen die Messungen durchgeführt wurden.

Tab. 7-4: Differenzdrücke der Messreihe der maximalen Förderleistung

#	Differenzdruck	Anmerkung
1	4,0	-
2	5,5	nach Druckerhöhung
3	5,5	nach Druckreduktion
4	8,5	-

In Tab. 7-5 sind die unterschiedlichen untersuchten Schaltintervalle angeführt.

Tab. 7-5: Schaltintervalle der Messreihe der maximalen Förderleistung

#	MV Luft zu	Pause	MV Luft aus	Pause
1	0,5 s	0,3 s	0,5 s	0,3 s
2	0,5 s	0,3 s	1,0 s	0,3 s
3	1,0 s	0,3 s	0,5 s	0,3 s
4	1,0 s	0,3 s	1,0 s	0,3 s
5	1,0 s	0,3 s	2,0 s	0,3 s

Zum Vergleich mit den Daten aus den vorhergehenden Messreihen wurden die Ergebnisse auf eine vergleichbare Basis gebracht und die durchschnittlich geförderte Wassermasse pro 15 Hübe berechnet.

In Abb. 7-23 ist die durchschnittlich geförderte Wassermasse pro 15 Hübe in Abhängigkeit des Differenzdrucks dargestellt (Quadrate). Eingetragen sind auch die durchschnittlichen Werte der Messungen aus Kapitel 7.4.2 (Dreiecke). Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-4.

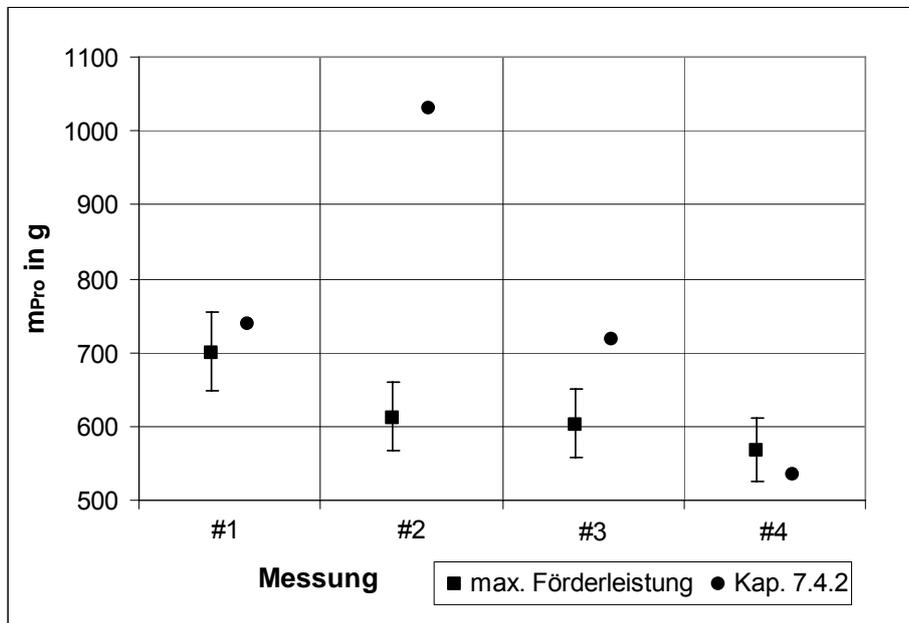


Abb. 7-23: Durchschnittlich geförderte Wassermasse (m_{Pro}) pro 15 Hübe in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-4)

Vergleicht man die durchschnittliche geförderte Wassermasse pro 15 Hübe mit den Ergebnissen der Messreihen aus den Kapiteln 7.4.2 und 7.4.3 erkennt man, dass bei den Versuchen mit den kurzen Schaltintervallen die höheren Fördermengen nach Differenzdruckerhöhung nicht erreicht wurden.

In Abb. 7-24 ist der durchschnittliche spezifische Druckluftbedarf in Abhängigkeit des Differenzdrucks dargestellt (Quadrate). Eingetragen sind auch die durchschnittlichen Werte der Messungen aus Kapitel 7.4.2 (Dreiecke). Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-4.

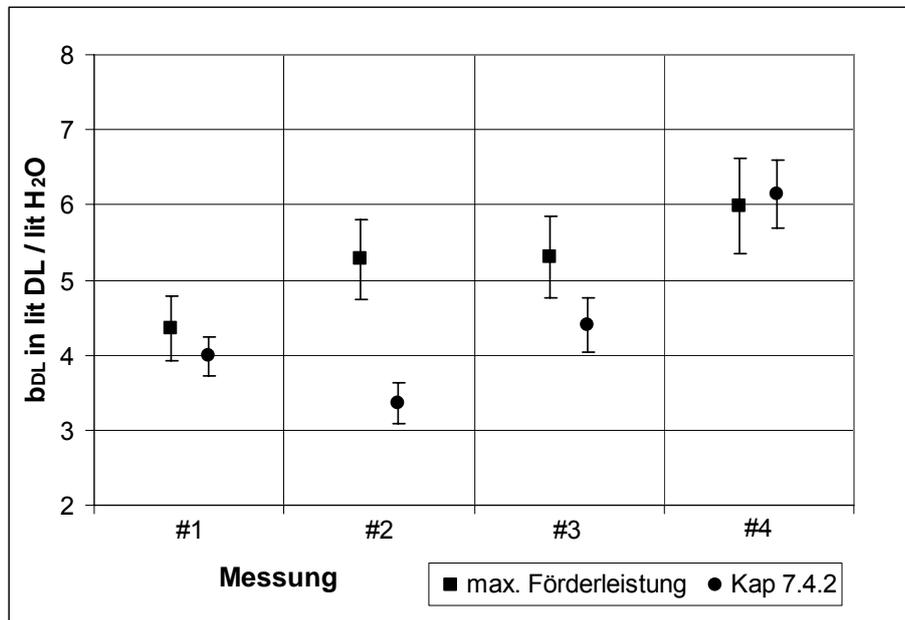


Abb. 7-24: Durchschnittlicher spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-4)

Tendenziell sind bei den Messungen mit kürzeren Schaltintervallen die geförderten Wassermassen niedriger und der spezifische Druckluftbedarf höher als bei den Messungen mit längeren Schaltintervallen.

In Abb. 7-25 ist die durchschnittlich geförderte Wassermasse pro 15 Hübe und in Abb. 7-26 der durchschnittliche spezifische Druckluftbedarf in Abhängigkeit unterschiedlicher Schaltintervalle dargestellt. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-5.

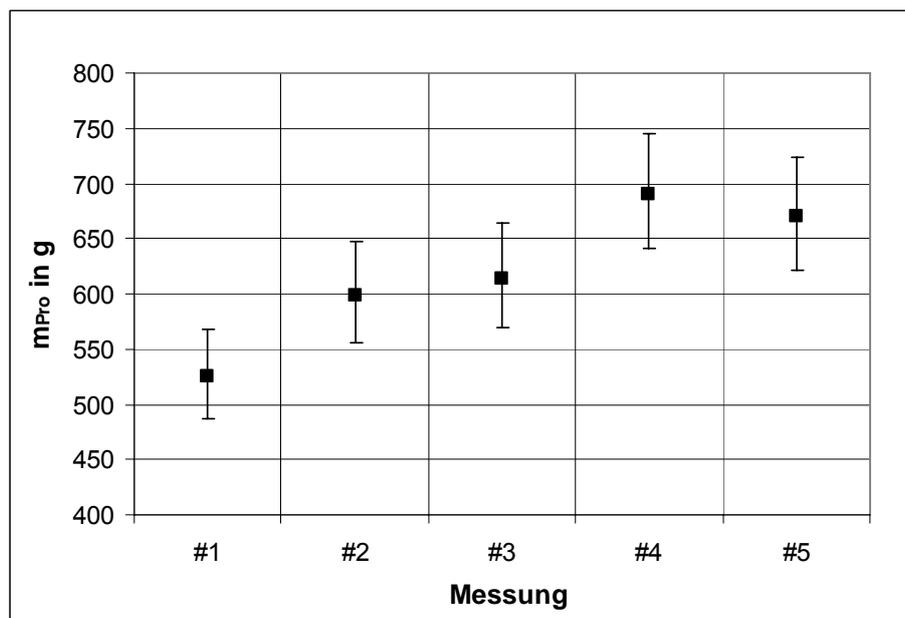


Abb. 7-25: Durchschnittlich geförderte Wassermasse (m_{Pro}) pro 15 Hübe in Abhängigkeit vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-5)

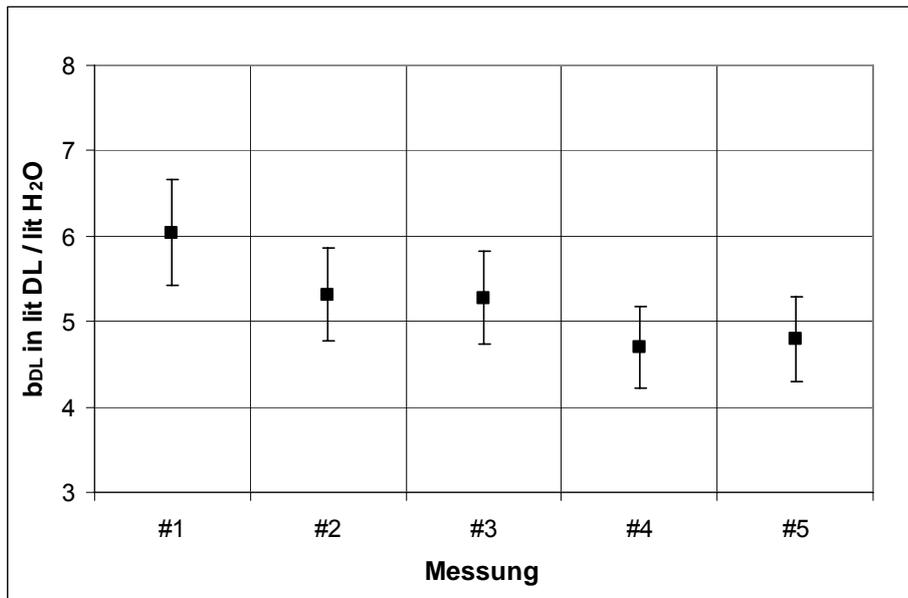


Abb. 7-26: Durchschnittlicher spezifischer Luftverbrauch (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-5)

Tendenziell fördert die Pumpe pro Hub mehr Wasser, wenn die Schaltzeiten länger sind (siehe Abb. 7-25), was sich natürlich auch im spezifischen Druckluftbedarf zeigt (siehe Abb. 7-26). Die Effizienz der Pumpe verringerte sich bei sehr kurzen Schaltintervallen.

In Abb. 7-27 ist der gemittelte Wasservolumenstrom aller Messungen als Funktion des Schaltintervalls aufgetragen. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-4.

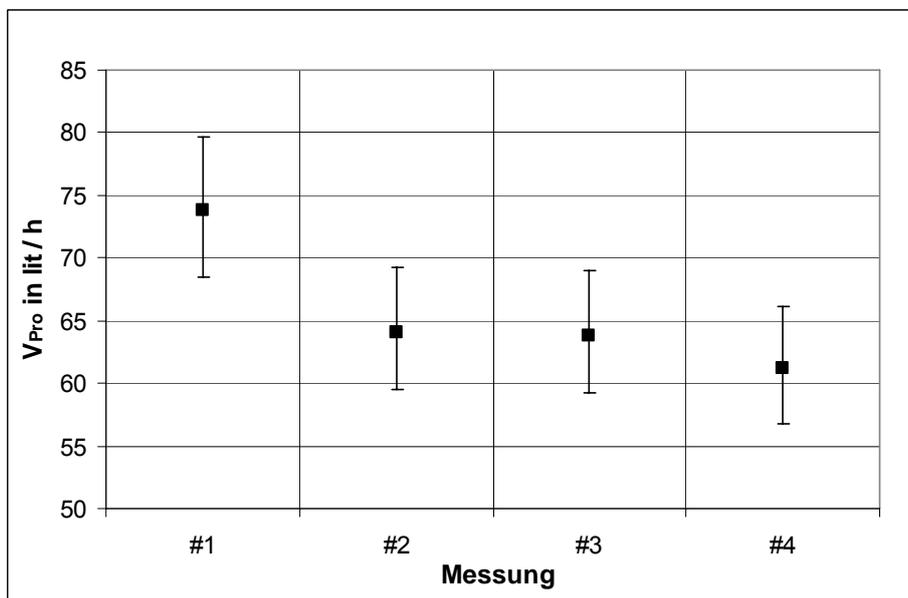


Abb. 7-27: Gemittelter Förderstrom (\dot{V}_{Pro}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-4)

Aufgrund der kürzeren Gesamtdauer des Schaltintervalls ist die Fördermenge höher, aber wie aus Abb. 7-26 hervorgeht, die Effizienz niedriger.

In Abb. 7-28 ist der gemittelte Wasservolumenstrom aller Messungen als Funktion des Differenzdrucks aufgetragen. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-5.

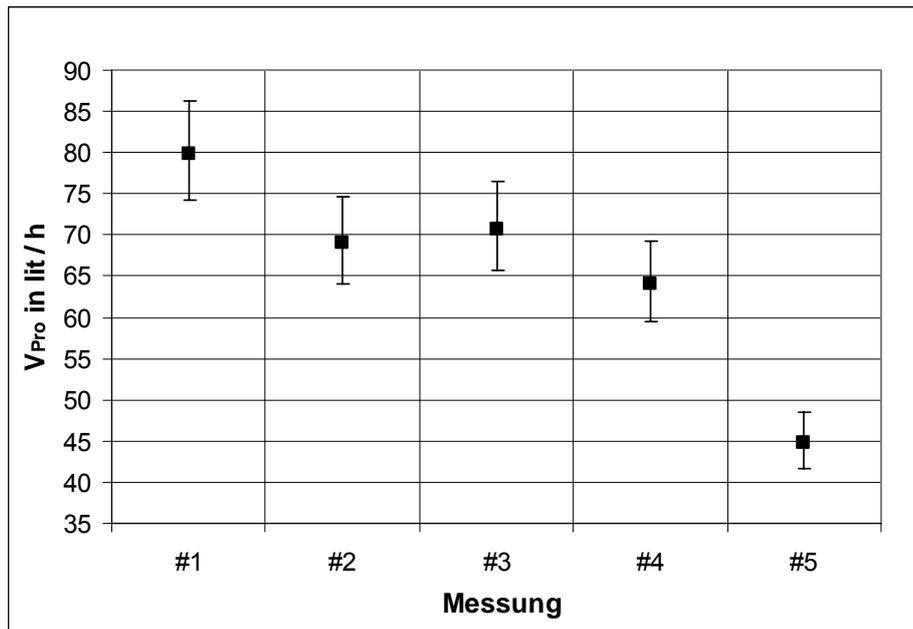


Abb. 7-28: Gemittelter Förderstrom (\dot{V}_{Pro}) in Abhängigkeit von unterschiedlichen Schaltintervallen (gemäß Tab. 7-5)

Im Gegensatz zu den Ergebnissen aus Kapitel 7.4.2 scheint die Pumpe ihre höchste Förderleistung bei niedrigeren Differenzdrücken zu haben.

Die größte Fördermenge (95,9 lit / h) wurde von der Pumpe bei einem Differenzdruck von 4,0 bar und dem Schaltintervall #1 gemäß Tab. 7-5 erreicht.

7.5 Messreihen mit nylonverstärktem EPDM als Membranwerkstoff

Der Einfluss der Schaltzeiten und der damit verbundene Aufbau des Gegendrucks im Versuchstand war bekanntermaßen, wie aus Kapitel 7.4.1 hervorging, abhängig von den Schaltintervallen und dem damit verbundenen Druck im Arbeitsraum während des Saughubes. Aus diesem Grund wurden keine Messreihen mit unterschiedlichen Schaltintervallen mehr aufgenommen. Um Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wurden für die Versuche mit den nylonverstärkten EPDM-Membranen das gleiche Schaltintervall verwendet (siehe Tab. 7-2: Schaltintervall #4), wie für die Messungen mit den Membranen aus EPDM 4660.

7.5.1 Einfluss unterschiedlicher Differenzdrücke

Die Durchführung entsprach der bei den Versuchen mit den Membranen aus EPDM 4660 (acht Messungen pro untersuchtem Differenzdruck, abwechselnd nach Reduktion und Erhöhung des Differenzdrucks, Messpunkte alle 0,5 bar, 15 Hübe, siehe Kapitel 7.4.2).

In Abb. 7-29 ist die durchschnittlich geförderte Wassermasse nach 15 Hügen über den Differenzdruck aufgetragen. Zusätzlich sind die Messwerte der Messungen aus Kapitel 7.4.2 mit den Membranen aus EPDM 4660 dargestellt (weiß).

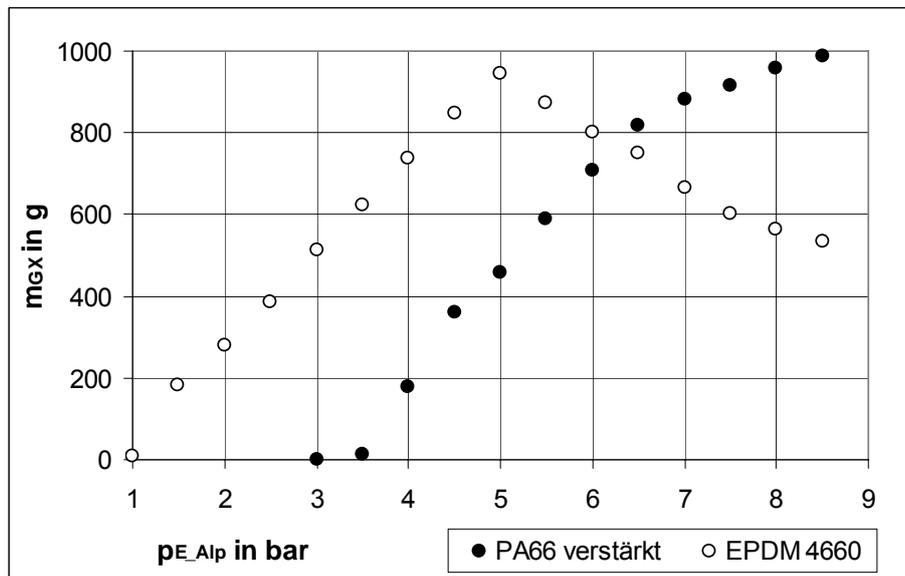


Abb. 7-29: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei konstanter Hubanzahl, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Der Verlauf der durchschnittlich geförderten Wassermenge pro 15 Hübe abhängig vom Differenzdruck scheint sich einem Maximum zu nähern. Aufgrund des maximal zu erzeugenden Druckes von 9,5 bar der Druckluftanlage konnte der weitere Verlauf des Graphen nicht ermittelt werden.

Im Vergleich mit den Ergebnissen aus den Kapiteln 7.4.2 und 7.4.3 erreicht die Pumpe unter Verwendung der steiferen Membranen die hohen Fördermengen von ca. 1000 g pro 15 Hügen erst bei Differenzdrücken um die 8,5 bar. Es ist anzunehmen, dass dieser Wert, aufgrund des Hubes abhängig von der Druckdifferenz (Abb. 7-31), beinahe der maximalen Förderung entspricht, die wegen der unterschiedlichen Steifigkeiten der Membranen bei verschiedenen Betriebsbedingungen erreicht wird.

In Abb. 7-30 ist der durchschnittliche spezifische Druckluftbedarf über den Differenzdruck aufgetragen. Zusätzlich sind die Messwerte der Messungen aus dem Kapitel 7.4.2 mit den Membranen aus EPDM 4660 dargestellt (weiß). Die durchgezogene Linie entspricht dem theoretisch erreichbaren, konstruktionsbedingten Minimum.

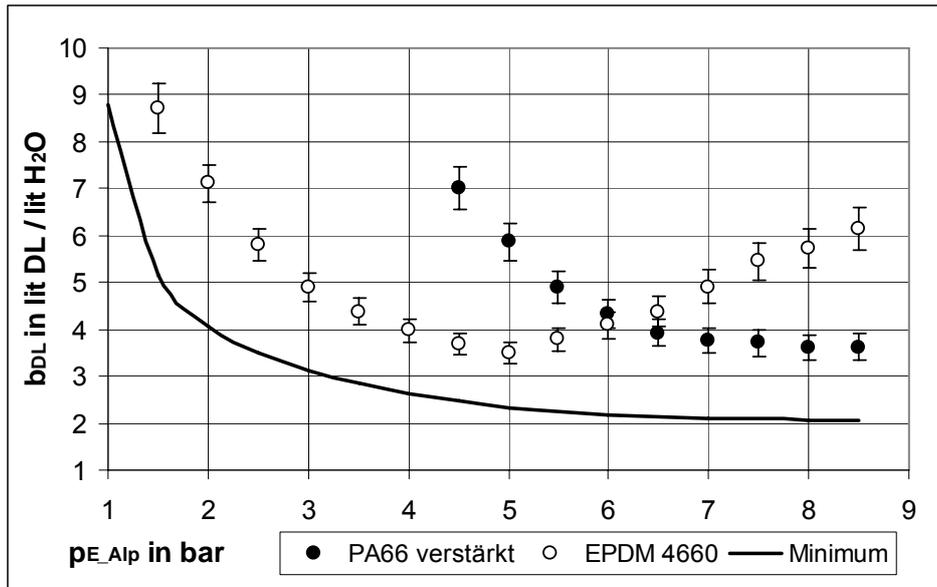


Abb. 7-30: Spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei konstanter Hubanzahl, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Der Verlauf des spezifischen Druckluftbedarfs sinkt mit zunehmendem Differenzdruck stetig und scheint sich asymptotisch an einen Wert knapp unter 4 Litern Luft auf HD pro Liter geförderttes Wasser zu nähern. Es ist anzunehmen, dass bei einer weiteren Erhöhung des Differenzdrucks, der spezifische Druckluftbedarf leicht ansteigt und die Fördermenge konstant bleibt.

Die hohe spezifische Druckluftbedarf der Messungen mit den nylonverstärkten Membranen bei Differenzdrücken unter 6,0 bar dürfte auf die starke Ausbeulung der Membranen aufgrund des spannungsfreien Einbaus im oberen Totpunkt (siehe Kapitel 5.2.3 und 5.4) zurückzuführen sein. Dies geht auch aus der Messung des Hubes abhängig vom Differenzdruck (siehe Abb. 7-31) hervor, an der zu erkennen ist, dass die Membranen erst ab einem Differenzdruck von 6,0 bar zu spannen beginnen und so die Ausbeulung der freien Membranfläche verringert wird.

In Abb. 7-31 ist der Hub über den anliegenden Differenzdruck aufgetragen.

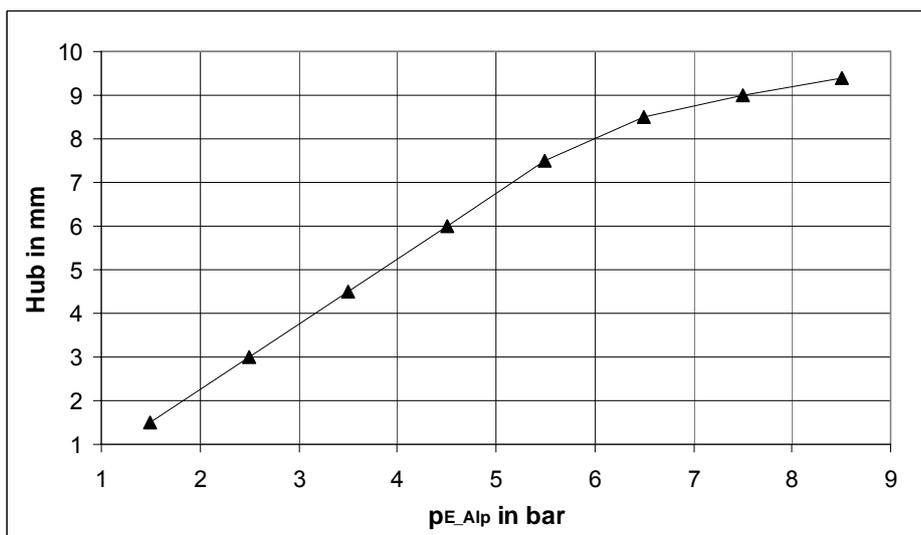


Abb. 7-31: Hub (H) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp})

Betrachtet man den maximalen Hub bei anliegendem Differenzdruck kann man einen Zusammenhang zwischen der Fördermenge und dem Stößelweg erkennen. Trotz der Linearität der Federkennlinie der Zylinderfeder verändert sich der Hub nicht über den gesamten

Weg linear mit dem Differenzdruck. Ursache dafür ist die zusätzliche Kraft, die beim Spannen der Membrane in der Nähe des unteren Totpunkts auf den Stößel wirkt. Der obere Totpunkt liegt 4 mm über der Mittellage der Membranen in dem sie spannungsfrei eingebaut wurde. Der untere Totpunkt liegt aber 4,5 mm unter der Mittellage. Wie aus Abb. 7-31 ersichtlich ist, besteht ein linearer Zusammenhang bis zu einem Hub von 6,5 mm, dann verläuft der Graph konkav.

Abhängig vom Hub konnte der volumetrische Fördergrad berechnet werden. Wie in Kapitel 4.2.4 beschrieben, wurde das aus den Messungen berechnete geförderte Volumen mit dem theoretisch idealen Fördervolumen ohne Ausbeulen der Membranen ins Verhältnis gesetzt.

In Abb. 7-16 ist die gemittelte volumetrische Förderzahl (λ_{vol}) in Abhängigkeit des anliegenden Differenzdrucks dargestellt. Zusätzlich sind die Messwerte der Messungen aus dem Kapitel 7.4.2 mit den Membranen aus EPDM 4660 dargestellt (weiß).

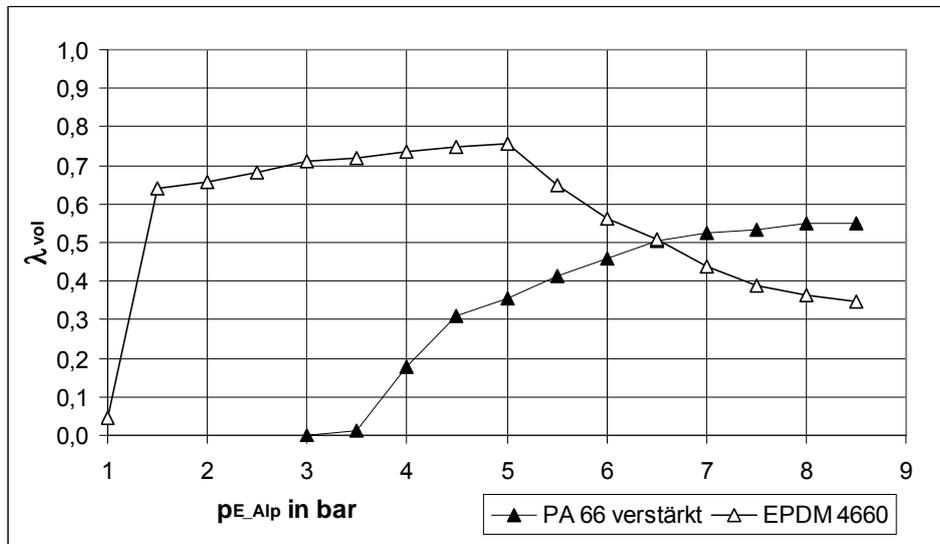


Abb. 7-32: Volumetrischer Fördergrad (λ_{vol}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}), Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Mit den Membranen aus EPDM 4660 scheint eine deutlich bessere volumetrischer Fördergrad erreichbar zu sein, bis zu dem Zeitpunkt, an dem die plastische Verformung für die Pumpenkonstruktion zu groß wird. Es stellt sich die Frage, ob das Material auch den hohen Differenzdrücken Stand gehalten hätte, wenn es sich nicht an den Pumpraum angelegt hätte.

Im Vergleich zu den Ergebnissen aus Kapitel 7.4.2 ergab sich eine Verlagerung des Maximums der Effizienz, sowie der größten Fördermenge zu höheren Differenzdrücken. Es konnte kein Unterschied zwischen den Messwerten erkannt werden, abhängig davon, ob der Differenzdruck erhöht oder verringert wurde. Unter einem Differenzdruck von 3,5 bar konnte kein Wasser mehr gefördert werden.

7.5.2 Einfluss unterschiedlicher Anlagenverluste

Wie in Kapitel 7.4.4 sind in Abb. 7-33 und Abb. 7-34 die durchschnittlichen Messwerte mehrerer Hübe bei unterschiedlich großen Strömungsverlusten dargestellt.

In Abb. 7-33 sind die Messergebnisse gemittelter Hübe bei drei unterschiedlichen Differenzdrücken mit gleichem Schaltintervall dargestellt. Der erste Peak stellt den Verlauf des Massenstroms eines durchschnittlichen Hubes bei einem relativ großem zusätzlichem Druckverlust dar, der zweite Peak stellt den Verlauf des Massenstroms eines durchschnittlichen

Hubes bei einem relativ kleinen zusätzlichen Druckverlust dar und der dritte Peak stellt den Verlauf des Massenstroms eines durchschnittlichen Hubes ohne zusätzliche Verluste dar.

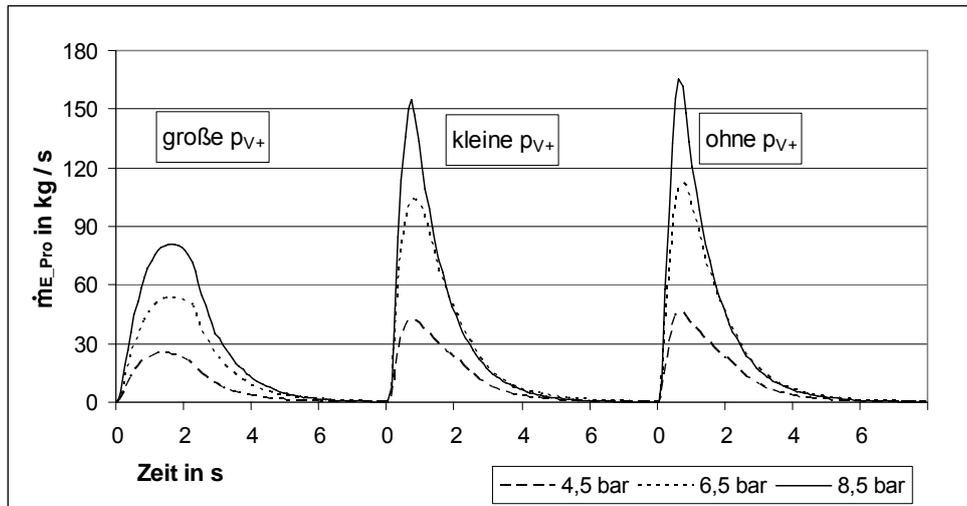


Abb. 7-33: Massenstromverlauf während eines durchschnittlichen Hubes in Abhängigkeit vom Differenzdruck bei unterschiedlichen zusätzlichen Druckverlusten, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Im Gegensatz zu den Messergebnissen mit den weichen Membranen ist hier ein plausibler Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druckverlust zu erkennen.

In Abb. 7-34 sind die zusätzlichen Druckverluste gemittelter Hübe bei drei unterschiedlichen Differenzdrücken mit gleichem Schaltintervall dargestellt. Der erste Peak stellt den Verlauf des zusätzlichen Druckverlusts während eines durchschnittlichen Hubes bei einem kV-Wert von 0,16 m³/h des druckseitigen Strangregulierventils dar, der zweite Peak stellt den Verlauf des zusätzlichen Druckverlusts während eines durchschnittlichen Hubes bei einem kV-Wert von 1,1 m³/h des druckseitigen Strangregulierventils dar und der dritte Peak stellt den Verlauf ohne zusätzliche Verluste im druckseitigen Strangregulierventil dar.

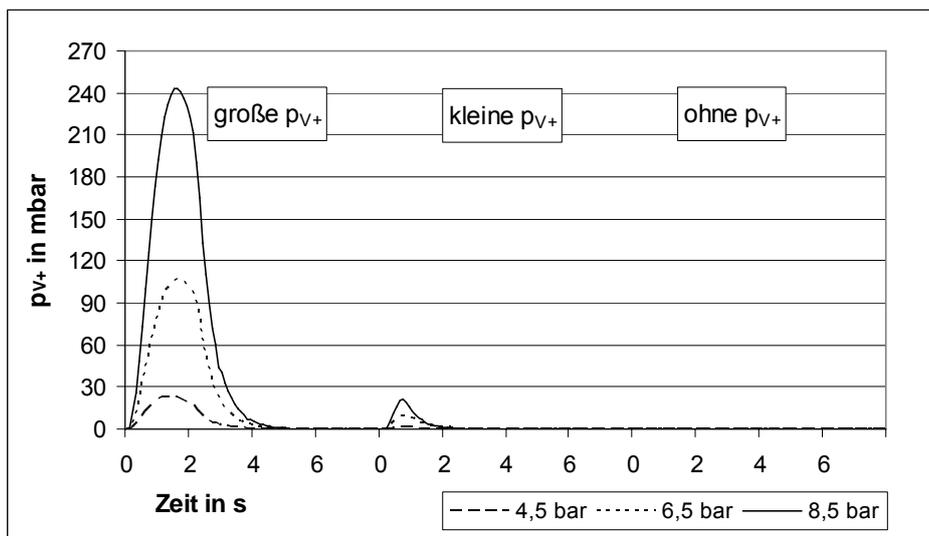


Abb. 7-34: Verlauf des Druckverlusts während eines durchschnittlichen Hubes bei unterschiedlichen Differenzdrücken, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Im Abb. 7-35 ist die durchschnittlich geförderte Wassermasse pro Hub über dem Differenzdruck aufgetragen. Die Linienzüge repräsentieren die Messergebnisse ohne zusätzliche Verluste (Dreiecke), mit kleinen zusätzlichen Verlusten (Kreise) und mit großen zusätzlichen Verlusten (Quadrate).

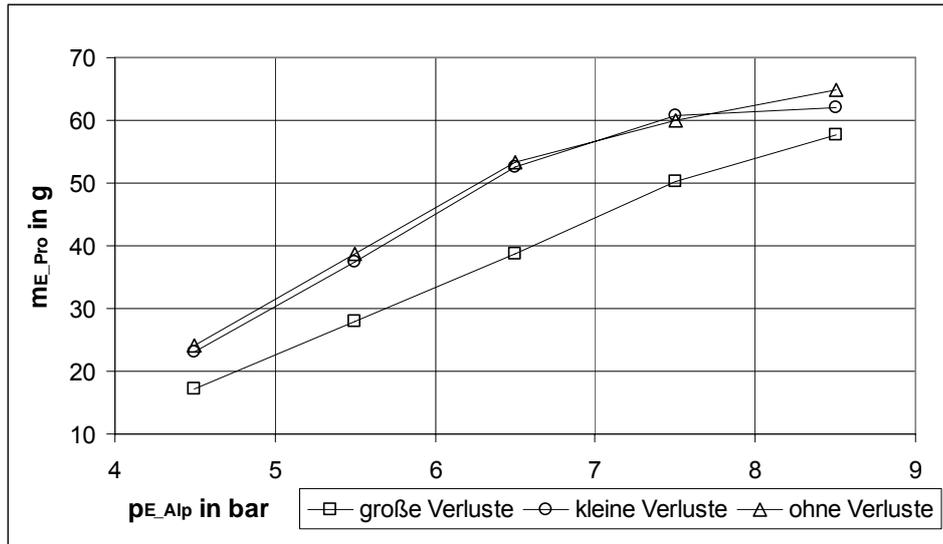


Abb. 7-35: Messergebnisse der geförderte Wassermasse (m_{E_Pro}) eines durchschnittlichen Hubes in Abhängigkeit des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei unterschiedlichen Anlagenverlusten, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Die geförderte Masse, aufgetragen über den Differenzdruck, verläuft bei allen Messungen ähnlich, wobei zu sehen ist, wie Abb. 7-34 schon vermuten lässt, dass die Messreihe mit geringen zusätzlichen Verlusten (Kreise) und die Messreihe ohne zusätzliche Verluste (Dreiecke) sehr knapp beieinander liegen. Nur bei den Messungen mit großen zusätzlichen Verlusten (Quadrate) ist ein deutlicher Unterschied zu erkennen.

7.5.3 Messung der maximalen Förderleistung

Auch die Versuche zur Messung der maximalen Förderleistung wurden mit den steifen Membranen durchgeführt, nach dem gleichen Schema wie in Kapitel 7.4.5 beschrieben. Aufgrund der guten Reproduzierbarkeit der Messergebnisse wurde jede Messreihe aber nur einmal aufgenommen und mit den Messwerten aus den vorhergehenden Messungen verglichen. Da bei den Messungen keine Druckgradientanomalie zu beobachten war, wurden keine zwei Messreihen bei gleichem Differenzdruck, nach Differenzdruckerhöhung und Differenzdruckreduktion, aufgenommen. Die Versuche wurden bei drei unterschiedlichen Differenzdrücken aufgenommen, die in Tab. 7-6 angeführt sind.

Tab. 7-6: Differenzdrücke bei Messungen der maximalen Förderleistung

#	Differenzdruck	Anmerkung
1	5,5	-
2	7	-
3	8,5	-

Es wurden dieselben Schaltintervalle untersucht wie in Kapitel 7.5.3. In Tab. 7-7 sind diese angeführt.

Tab. 7-7: Schaltintervalle bei Messungen der maximalen Förderleistung

#	MV Luft zu	Pause	MV Luft aus	Pause
1	0,5 s	0,3 s	0,5 s	0,3 s
2	0,5 s	0,3 s	1,0 s	0,3 s
3	1,0 s	0,3 s	0,5 s	0,3 s
4	1,0 s	0,3 s	1,0 s	0,3 s
5	1,0 s	0,3 s	2,0 s	0,3 s

In Abb. 7-36 ist die durchschnittlich geförderte Wassermasse pro 15 Hübe in Abhängigkeit dem Differenzdruck dargestellt (Quadrate). Eingetragen sind auch die durchschnittlichen Werte der Messungen aus Kapitel 7.5.1 (Dreiecke). Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-6.

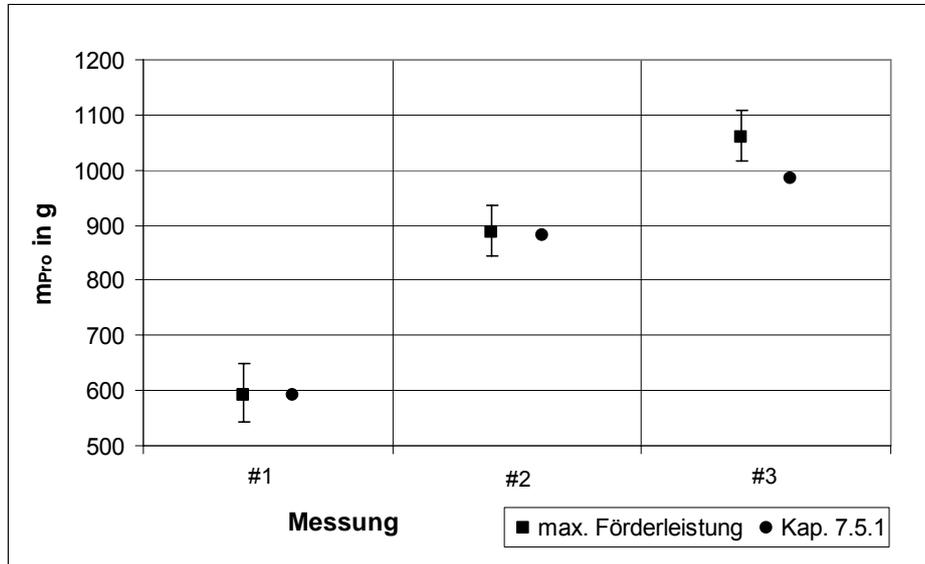


Abb. 7-36: Durchschnittlich geförderte Wassermasse (m_{Pro}) pro 15 Hübe in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-6)

Die geförderte Wassermenge pro 15 Hübe stimmte mit den Versuchen aus Kapitel 7.5.1 gut überein und somit auch die Ergebnisse des spezifischen Druckluftbedarfs.

In Abb. 7-37 ist der durchschnittliche spezifische Druckluftbedarf in Abhängigkeit des Differenzdrucks dargestellt (Quadrate). Eingetragen sind auch die durchschnittlichen Werte der Messungen aus Kapitel 7.5.1 (Dreiecke). Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-6.

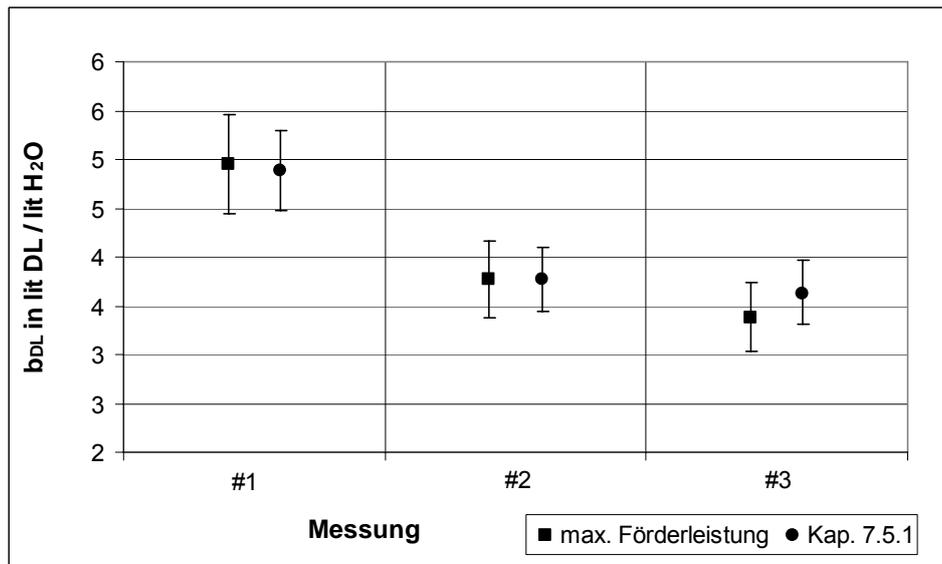


Abb. 7-37: Durchschnittlicher spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-6)

Wie aus Abb. 7-36 und Abb. 7-37 zu erkennen ist, stimmten die Messergebnisse der Messreihe aus dem Kapitel 7.5.1 mit den Ergebnissen der Messung der maximalen Förderleistung sehr

gut überein. Im Gegensatz zu den Membranen aus EPDM 4660, scheinen die gewebeverstärkten Membranen ein stabileren und sichereren Pumpbetrieb zu gewährleisten. Der Einfluss der Betriebsart und der Betriebsbedingungen auf das Ergebnis ist wesentlich geringer.

In Abb. 7-38 ist die durchschnittlich geförderte Wassermasse pro 15 Hübe und in Abb. 7-39 der durchschnittliche spezifische Druckluftbedarf in Abhängigkeit unterschiedlicher Schaltintervalle dargestellt. Die schwarzen Quadrate entsprechen den gemittelten Messwerten der Messungen mit den nylonverstärkten Membranen, die weißen Quadrate den gemittelten Messwerten der Messungen mit den Membranen aus EPDM 4660. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-7.

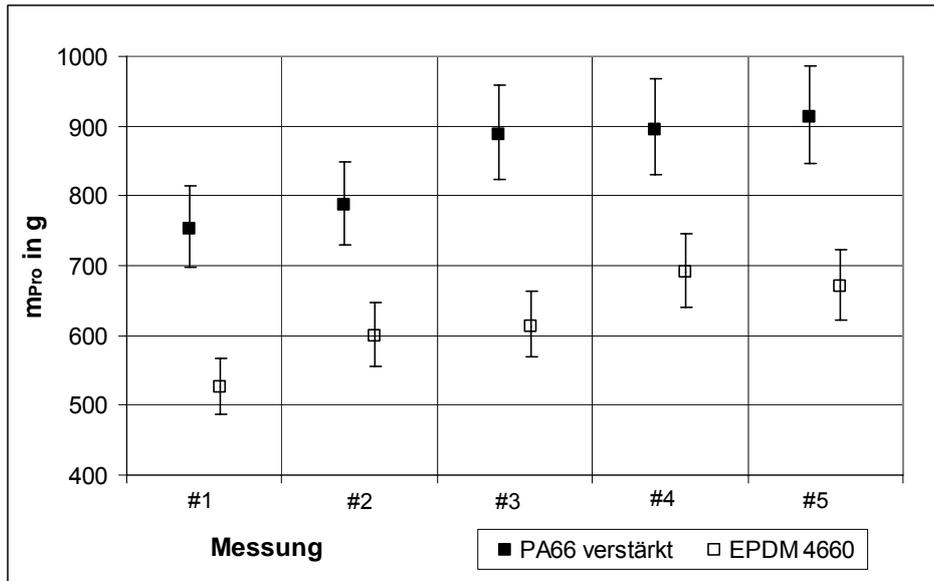


Abb. 7-38: Durchschnittliche geförderte Wassermasse (m_{Pro}) pro 15 Hübe in Abhängigkeit vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-7)

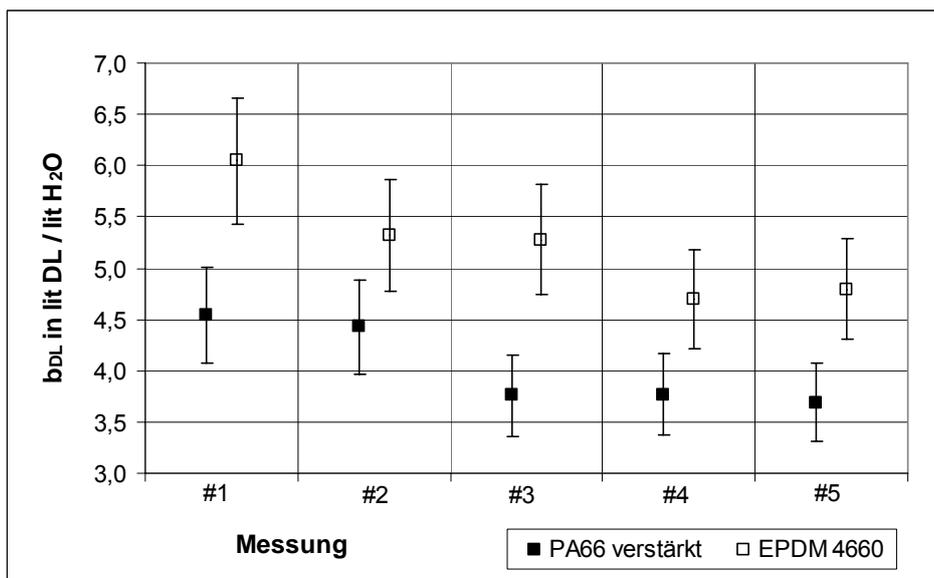


Abb. 7-39: Durchschnittlicher spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-7)

Wie schon bei den Versuchen mit den weichen Membranen kann tendenziell eine Verschlechterung der Effizienz bei kürzeren Schaltintervallen erkannt werden. Die geförderte Wassermenge war bei kurzen Schaltintervallen höher, als bei langen. Die Pumpe arbeitet effizienter, wenn die Schaltintervalle länger sind.

In Abb. 7-40 ist der gemittelte Wasservolumenstrom aller Messungen als Funktion des Schaltintervalls aufgetragen. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-6.

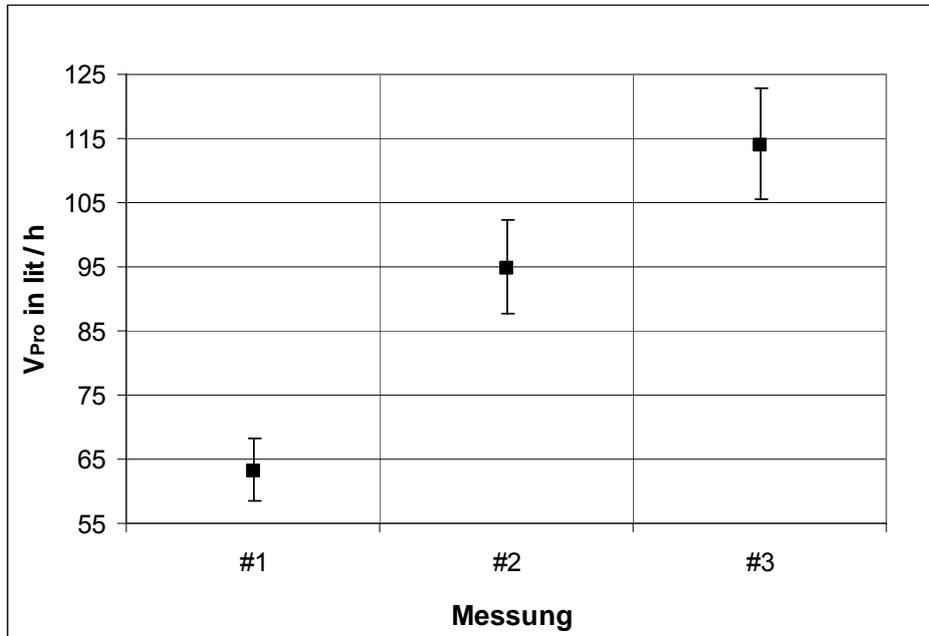


Abb. 7-40: Gemittelter Förderstrom (\dot{V}_{Pro}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-6)

In Abb. 7-41 ist der gemittelte Wasservolumenstrom aller Messungen als Funktion des Differenzdrucks aufgetragen. Die Beschriftung der Abszisse erfolgte gemäß Tab. 7-7.

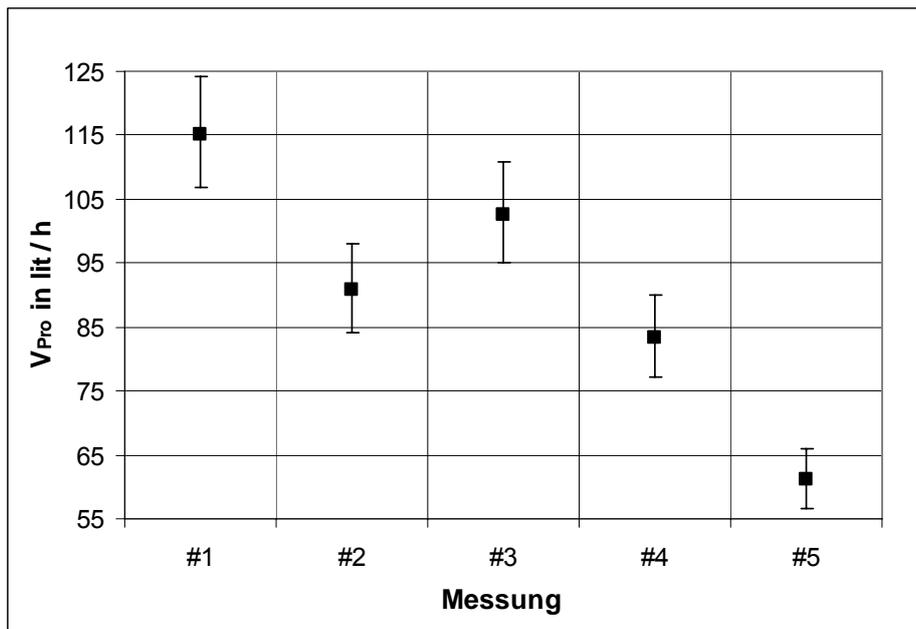


Abb. 7-41: Gemittelter Förderstrom (\dot{V}_{Pro}) in Abhängigkeit von unterschiedlichen Schaltintervallen (gemäß Tab. 7-7)

Analog zu den Ergebnissen aus Kapitel 7.4.5 nimmt die Förderleistung mit kurzen Schaltintervallen zu, die Effizienz aber ab. Höhere Wasservolumenströme werden mit den steiferen Membranen hingegen bei höheren Differenzdrücken erreicht. Absolut gesehen ergab sich aus den Messungen eine höhere Effizienz und eine größere Förderleistung der Pumpe mit steiferem Membranwerkstoff.

Die größte Fördermenge (148,6 lit / h) wurde von der Pumpe bei einem Differenzdruck von 8,5 bar und dem Schaltintervall #1 gemäß Tab. 7-7 erreicht.

8 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Das Interesse an $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlagen kleiner Leistung für Heiz- und Kühlzwecke wird aufgrund von wirtschaftlichen und umwelttechnischen Aspekten in nächster Zeit stetig zunehmen. Die Korrosivität des Ammoniaks bzw. der Ammoniak-Wasser-Lösung stellt hohe Anforderungen an die Komponenten einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlage. Zu geforderter hoher Lebensdauer und erwünschten langen Wartungsintervallen von technischen Apparaturen, muss, wegen der Toxizität der Arbeitsmedien, „absolute“ Dichtheit garantiert werden. Die Lösungsmittelpumpe ist aufgrund ihrer beweglichen Teile besonders anfällig auf Korrosion und Leckagen. Die Auslegung und Konstruktion einer billigen, wartungsfreien und hermetisch dichten Pumpe, sowie die Messung ihrer Förderleistung und ihrer Effizienz in einer Vorversuchsreihe war das Ziel dieser Diplomarbeit.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde ein neuartiges Pumpenkonzept für $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlagen kleiner Leistung ($< 20 \text{ kW}$) untersucht. Bei diesem erfolgt die Zufuhr der Antriebsenergie indirekt über die Heizwärme im Generator und wird in Form von Kältemitteldampf zur Verfügung gestellt. Für eine erste Vorversuchsreihe wurde eine druckluftbetriebene Membranpumpe, die Wasser förderte, konstruiert und in einem eigens dafür aufgebauten Versuchsstand getestet.

Das Verhalten der Membranpumpe wurde unter verschiedenen Betriebsbedingungen untersucht und die Förderleistung, sowie der spezifische Druckluftbedarf, als Maß für die Effizienz der Pumpe, vermessen. Im Zuge dieser Tests mit unterschiedlichen Randbedingungen und verschiedenen Membranwerkstoffen konnten Rückschlüsse für eine Weiterentwicklung der Pumpe gezogen werden.

Die von der druckluftbetriebenen Pumpe geforderte Förderleistung von 200 lit / h konnte nicht erreicht werden. Der maximale durchschnittliche Wassermassenstrom betrug knapp 150 lit / h .

- Die Förderleistung könnte durch die Änderung des Konzeptes, wie z.B. die Ausführung als doppelflutigen Pumpe erhöht werden.
- Eine weitere Variante wäre eine Vergrößerung der Pumpe, da die Schaltintervalle der Magnetventile nicht weiter verkürzt werden können. Wie aus den Messungen hervorging konnten die größten Förderleistungen mit den kürzesten Schaltintervallen erzielt werden.

Die im Vorfeld dieser Arbeit programmierte Simulation der $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlage mit verlustfrei arbeitender, thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe ergab einen Kältemittelbedarf von weniger als $2 \text{ Liter Kältemitteldampf}$ auf Hochdruckniveau pro Liter geförderter Lösung für den Antrieb der Pumpe. Der deutlich höhere spezifische Druckluftbedarf der untersuchten Pumpe lässt auf eine wesentlich geringe Effizienz schließen und sie würde einen großen zusätzlichen Heizwärmeaufwand benötigen. Die dadurch bedingte Reduktion des COP der gesamten Absorptionsanlage würde den Vorteilen einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe überwiegen.

- Durch eine Minimierung des Schadraums könnte der Bedarf an Antriebsgas gesenkt und damit die Effizienz der Pumpe erhöht werden. Die Verringerung des Schadraums der Magnetventile, sowie der Leitungen zum Arbeitsraum ist aber nicht einfach zu realisieren. Durch eine Vergrößerung der ganzen Pumpe, würde der Einfluss des Anteils der Leitungen und der Magnetventile am Schadraum reduziert werden.
- Auch eine Erhöhung des Flächenverhältnisses von Pump- zu Dichtmembran würde zu einem geringeren Antriebsgasbedarf beitragen, beeinträchtigt aber die Förderleistung

der Pumpe. Eine Vergrößerung der Pumpe könnte auch in diesem Fall die Förderleistungsreduktion kompensieren.

- In einer intelligenten Regelung abhängig von Betriebsbedingungen auf Basis des Gleitdruckprinzips dürfte ebenfalls noch Optimierungspotential vorhanden sein.
- Wie aus den Messungen hervorging, hatte die Dauer der Hübe ebenfalls Einfluss auf den Druckluftbedarf. Zu kurze Schaltintervalle verringerten die Effizienz wesentlich. Durch zu kurze Öffnungszeiten des Auslassmagnetventils kann der Saughub, aufgrund des entstehenden Gegendrucks, nicht vollständig ausgeführt werden. Um bei einer Verlängerung der Schaltintervalle die gleiche Förderleistung zu erzielen, muss die Pumpe größer dimensioniert werden. Ein weiterer Vorteil dieser Maßnahme wäre eine Verlängerung der Lebenszeit der Magnetventile, da die maximale Schaltspielzahl später erreicht würde.

Für die Konstruktion der Pumpe für die Vorversuche wurde aus Kosten- und Zeitgründen auf Normteile zurückgegriffen, wodurch die Möglichkeiten der individuellen Auslegung beschränkt wurden. Bei der Auslegung der „marktfertigen“ Pumpe sind mehr konstruktive Freiheiten vorhanden.

- Im oberen Totpunkt sollte das Volumen des Arbeitsraums inklusive das der Magnetventile und Leitungen bis zu den Magnetventilen (Schadraum) auf das konstruktiv mögliche Minimum reduziert werden.
- Die lösungsseitigen Druckverluste beim Ansaugen und Ausschieben des Mediums sollten so klein wie möglich gehalten werden, um größere Flächenverhältnisse zuzulassen ohne die Förderleistung stark zu beeinträchtigen. Dies könnte durch große und strömungsmechanisch optimierte Anschlüsse und Anschlussleitungen an den Pumpaum unterstützt werden.
- Der Stützteller der Pumpmembran sollte so groß wie möglich ausgeführt werden, um einen Förderungsverlust durch das Ausbeulen der Membran zu reduzieren.
- Die Steifigkeit der Rückstellfeder sollte, wenn möglich, so gewählt werden, dass der Druckhub, in Anbetracht möglichst großer Flächenverhältnisse, nicht allzu stark beeinträchtigt wird, die Dauer des Saughubs jedoch in einer für die Anwendung sinnvollen Zeit durchgeführt werden kann.
- Je nachdem, ob die Membranen spannungsfrei in der Mittellage oder spannungsfrei in den Totpunkten eingebaut werden, verschlechtert sich die Förderleistung im Vollastbetrieb oder der volumetrische Liefergrad im Teillastbetrieb. Vor allem bei großen Hüben muss ein guter Mittelweg zwischen den beiden Extrema gefunden werden.

Mit den weicheren Membranen aus EPDM 4660 konnte bei geringeren Differenzdrücken eine höhere Förderleistung erzielt werden. Aufgrund ihrer plastischen Verformung und des niedrigen Pumpdraums verstopfte die Pumpmembran die Wasserauslässe bei größeren Differenzdrücken und reduzierte den Wassermassenstrom. Durch das Anlegen der Membranen an die Umgebung wurde aber die Belastung im Werkstoff verringert. Ob das Material den höheren Differenzdrücken stand gehalten hätte, wenn sich das Membranmaterial nicht an das Gehäuse angelegt hätte, und die Fördermenge weiterhin erzielt worden wäre, konnte nicht eruiert werden. Die große plastische Verformung und die Abnutzungserscheinungen lassen aber auf eine geringe Lebensdauer und eine mit der Betriebszeit stetig abnehmende Förderleistung schließen.

Die herrschenden Druckniveaus in Absorptionsanlagen entsprechen eher den Vorversuchen mit höheren Differenzdrücken. Bei diesen Betriebsbedingungen hatten die steiferen Membranen mit

Gewebeeinlage deutlich höhere Förderleistungen und einen geringeren spezifischen Druckluftbedarf. Auch die Abnutzungserscheinungen, sowie die plastische Verformung waren wesentlich geringer. Der Vorteil der höheren Betriebsfestigkeit der steiferen Membranen bedingt aber ein schlechteres Verhalten der Pumpe bei geringen Differenzdrücken. Dem ist vor allem bei Anfahrvorgängen der Absorptionsanlage bzw. der Lösungsmittelpumpe Rechnung zu tragen.

Um die Verwendung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe bezüglich des untersuchten Konzepts wirtschaftlich und technisch sinnvoll zu gestalten, müssen die Förderleistung und Effizienz gesteigert werden. Wesentliche Punkte zur Erreichung dieser Ziele, die aus der Untersuchung der Pumpe für den Vorversuchsstand gefunden werden konnten, sind:

- Vergrößerung der Pumpe
- Größeres Flächenverhältnis zwischen Pumpmembran und Dichtmembran
- Verringerung des Schadraums im Arbeitsraum
- Verlängerung der Schaltintervalle
- Verringerung der mediumsseitigen Strömungsverluste in der Pumpe
- Intelligente Regelung auf Basis des Gleitdruckprinzips
- Richtige Wahl der Rückstellfeder, sowie des Hubes und des Membranwerkstoffes

Bei weiterer Optimierung dieses neuen Konzepts einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe könnte sich diese durchaus zu einer interessanten Alternative zu den herkömmlichen elektrischen Lösungsmittelpumpen für $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionsanlagen kleiner Leistung entwickeln.

LITERATUR

Altenkirch E., 1954, Absorptionskältemaschinen, Verlag Technik, Berlin

AND A&D Company, Limited, 2008, GX Series Instruction Manual (<http://www.aandd.jp/products/manual/balances/gx.pdf>)

Bosnjakovic F., Pauer W. (Hrsg.), 1960 Technische Thermodynamik II. Teil, 3. Auflage, Verlag von Theodor Steinkopff, Dresden und Leipzig

Bottenbruch L., Binsack R., 1998, Polyamide, Carl Hanser Verlag, München Wien, ISBN 3-446-16486-3

Cerbe G., Hoffmann H., 1968, Einführung in die Thermodynamik, Carl Hanser Verlag, München Wien, ISBN 3-446-22079-8

Crystal engineering corporation, 2004, MultiCAL bar/PSI Pressure Module (http://www.crystalengineering.net/files/1764_Rev_A_MultiCal_Model_1527_US_Web_Manual.pdf)

Dawoud B., Imroz Sohel M., 2005, Dynamic modelling and simulation of a gravity-assisted pump of a novel ammonia-water absorption refrigeration unit, Applied Thermal engineering, 26: 688 - 699

Dreißig H., Holzweißig F., 1980, Maschinendynamik, 8. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-72032-4

Eifler W., Schlücker E., Spicher U., Will G., 1967, Küttner Kolbenmaschinen, 7. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, ISBN 978-3-8351-0062-6

Endress+Hauser, 1999, Coriolis Mass Flow Measurement System Promass 63 (<http://www.chimique.usherbrooke.ca/cours/gch407/Labos/Labo4/Promass63a.pdf>)

FH Landshut, 2011, Hinweise zur Beurteilung von Messungen, Messergebnissen und Messabweichungen, Fehlerbetrachtung, Vorlesungsunterlagen, FH Landshut

Fluke, 1987, 87 True RMS Multimeter Users Manual (http://assets.fluke.com/manuals/87_____umeng0800.pdf)

Gantner Instruments, 2006, Manual e.bloxx A3 (<http://www.gantnerinstruments.com/datasheets/manuals/gantner-e.bloxx-a3-manual.pdf>)

Hempel T., 2010, Script zur Einführung in die Grundlagen der Fehlerrechnung, Institut für experimentelle Physik, Vorlesungsskriptum, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Hering E., Martin R., Stohrer M., 2001, Taschenbuch der Mathematik und Physik, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-78683-2

Herz Armaturen, 1999, Normblatt für 4117 M (http://www.herzvalves.com/downloads/DS_HERZ_Stromax_4117_M.pdf)

Kahn R., 1995, Ein Ammoniak-Wasser Absorptionskreislauf für hohen Temperaturhub, Fakultät für Physik, Dissertation, Technische Universität München

Moser H., 2011, Einführung in die Berechnung von Messunsicherheiten, Laborskript, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Niebergall W., Plank R. (Hrsg.), 1959, Sorptionskältemaschinen, Springer Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg, ISBN 3-540-02404-2

Pipersberg 2009: Fa. Pipersberger, Balgengaszähler G4
(http://www.pipersberger.de/Datenblatt_PDF/G4-RF1.pdf)

Rieberer R., Moser H., Halozan H., 2009, Skriptum zur Vorlesung Wärmepumpentechnik, Vorlesungsskriptum, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Rieberer R., Moser H., Zotter G., 2011, Erster Zwischenbericht: Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung, für FFG – Klima- & Energiefond / Neue Energien 2020, Institut für Wärmetechnik der Technische Universität Graz („unveröffentlicht“)

Rosemount Inc., 1997, Model 1151 Alphaline® Pressure Transmitters
(http://www.instrumart.com/assets/108/1151_Manual.pdf)

Safarik M., 2003, Solare Klimakälteerzeugung – Technologie, Erprobung und Simulation, Dissertation, Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

TA Hydronics, 2011, STAD Einregulierungsventil (<http://www.tahydronics.com/de-CH/produkte-losungen/Einregulierung-Regelung/einreguliertventile/einreguliertventile/stad/>)

Vinz P., 1986, New Design of a Ammonia-Water Absorption Cooling Process and Its Potential Applications for Heat Engineering, Newsletter of the IEA Heat Pump Center, 4: 26 - 34

Zotter G., Moser H., Rieberer R., 2011, Thermodynamic Analysis of Different Concepts for “Thermally Driven” Solution Pumps Suitable for Ammonia/Water Absorption Heat Pumping Systems, 23rd IIR Congress International Congress of Refrigeration, Prag, Tschechische Republik, ISBN 978-2-913-149-89-2, ID:455

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abb. 2-1: Schaltbild einer vereinfachten, einstufigen Absorptionsanlage

Abb. 2-2: Prozess einer einstufigen Absorptionsanlage im $\lg p, 1/T$ -Diagramm (basierend auf Diagrammquelle: <http://www.mrc-eng.com> 30.03.2011)

Abb. 3-1: Vergleich der Leistungsparameter der Pumpenhauptgruppen (Eifler et. al 1967)

Abb. 3-2: Prinzipdarstellung des Schaltbildes der Absorptionsanlage von Altenkirch (vgl. Zotter 2011)

Abb. 3-3: Prinzipdarstellung des Schaltbildes des Lösungskreislaufes der Absorptionsanlage von Dawoud (vgl. Zotter 2011)

Abb. 3-4: Prinzipdarstellung der Pumpe von Vinz/Kahn (vgl. Zotter 2011)

Abb. 3-5: Prinzipdarstellung des Schaltbildes der Absorptionsanlage von Vinz/Kahn (vgl. Zotter 2011)

Abb. 4-1: Prinzipdarstellung des Schaltbildes der Absorptionsanlage für die untersuchte Lösungsmittelpumpe

Abb. 4-2: Prinzipieller Aufbau der thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe

Abb. 4-3: Beginn des Druckhubes

Abb. 4-4: Wirkende Kräfte während des Druckhubes

Abb. 4-5: Maximaler auf den Differenzdruck ($p_{HD} - p_{ND}$) bezogener Überdruck (Δp_{D_max}) im Pumpraum als Funktion des Flächenverhältnisses (A_1 / A_2)

Abb. 4-6: Beginn des Saughubes

Abb. 4-7: Wirkende Kräfte und Drücke während des Saughubes

Abb. 4-8: Fördervolumen (ΔV_K) pro Hub bezogen auf die Fläche A_2 als Funktion des Flächenverhältnisses (A_1 / A_2)

Abb. 4-9: Lösungsmittelpumpe mit Membranen statt Kolben

Abb. 4-10: Verdrängte Volumina beider Membranen bei voll ausgeführtem Hub

Abb. 4-11: Volumenänderungsverhältnis ($\phi_{\Delta V}$) als Funktion des Membrandurchmesserungsverhältnisses (D_1 / D_2), Parameter Stösseldurchmesserungsverhältnis (D_{12} / D_2)

Abb. 4-12: Vergrößerung des Fördervolumens durch den Einbau von einem Stützteller

Abb. 4-13: Verringerung des Fördervolumens durch Ausbeulen der Membranen

Abb. 4-14: Druckhub der Pumpe beim Gleitdruckprinzip

Abb. 4-15: Schaltbild der simulierten NH_3/H_2O – Absorptionsanlage mit thermisch angetriebener Lösungsmittelpumpe (Zotter 2011)

Abb. 5-1: Zusammenstellungszeichnung der Pumpe

Abb. 5-2: Zusammenstellungszeichnung der Pumpe, Ansicht um $22,5^\circ$ gedreht

Abb. 5-3: Detailzeichnung des unteren Pumpmembranflansches

Abb. 5-4: Dichtmembran aus EPDM 4660

Abb. 5-5: Dichtmembran aus nylonverstärktem EPDM

Abb. 5-6: Überprüfung der Dichtheit der Pumpe

Abb. 5-7: Versagen der Pumpmembran

Abb. 5-8: Versagen der Dichtmembran

Abb. 5-9: Überstülpen der Dichtmembran aufgrund unzureichender Pressung (links: vor dem Überstülpen / rechts: nach dem Überstülpen)

Abb. 5-10: Adaption des unteren Stösselteils (links: Vergleich des alten (oben) mit dem neuen unteren Stösselteil (unten) / rechts: neuer unterer Stösselteil im eingebauten Zustand)

Abb. 5-11: Detailansicht Sicherheitsfeder

Abb. 5-12: Detailansicht Distanzscheibe

Abb. 5-13: Schadraumverkleinerung durch Adaption der Pumpe (links: alt / rechts: neu)

Abb. 5-14: Zusammenstellungszeichnung der Pumpe nach dem Umbau

Abb. 5-15: Zusammenstellungszeichnung der Pumpe nach dem Umbau, Ansicht um $22,5^\circ$ gedreht

Abb. 6-1: Schematische Darstellung des Versuchsstandes

Abb. 6-2: Hochdruckbehälter

Abb. 6-3: Maximaler relativer Messfehler der Druckmessung (f_{rel_p}) mit den Alphasine Messumformern abhängig vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Gan})

Abb. 6-4: Schaltbild des RC-gliedes zur Verzögerung der Schaltzeiten des Wasserauslassmagnetventils

Abb. 6-5: Gemessene Druckverläufe im Pumpraum, im Arbeitsraum und im Hochdruckbehälter über der Zeit ($t_1 \div t_7$) während eines Hubes

Abb. 7-1: Relativer Messfehler der Massen(strom)messung (f_{rel_Pro}) mit dem Promass 63 der einzelnen Messungen abhängig vom Messergebnis (m_{E_Pro})

Abb. 7-2: Regressionsgerade der relativen Fehler der Massen(strom)messung (f_{rel_Pro}) mit dem Promass 63 der einzelnen Messungen abhängig vom Messergebnis (m_{E_Pro})

Abb. 7-3: Verteilung der relativen Messfehler um den Mittelwert abhängig von der Standardabweichung (s)

Abb. 7-4: Grenzen der Messgröße (durchgezogene Linien) der geförderten Wassermassen als Funktion des Messergebnisses (strichlierte Linie) der Massen(strom)messung mit dem Promass 63

Abb. 7-5: Wirkungsgrad (durchgezogene Linie) und volumetrischer Wirkungsgrad (strichlierte Linie) als Funktion des Druckverhältnisses (p_{HD} / p_{ND}) bei konstantem Hub, Parameter Volumenänderungsverhältnis ($\phi_{\Delta V}$) und Schadraumverhältnis (ϕ_{AR})

Abb. 7-6: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit unterschiedlicher Schaltintervalle (gemäß Tab. 7-1) bei konstantem Luftvolumenverbrauch auf Niederdruckniveau von 30 Liter für 4,0 bar und 8,5 bar Differenzdruck

Abb. 7-7: Spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) bezüglich unterschiedlicher Schaltintervalle (gemäß Tab. 7-1) bei konstantem benötigtem Luftvolumen auf Niederdruckniveau für 4,0 bar und 8,5 bar Differenzdruck

Abb. 7-8: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit unterschiedlicher Schaltintervalle (gemäß Tab. 7-2) bei konstanter Hubanzahl für 4 bar und 8,5 bar Differenzdruck

Abb. 7-9: Spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit unterschiedlicher Schaltintervalle (gemäß Tab. 7-2) bei konstanter Hubanzahl für 4 bar und 8,5 bar Differenzdruck

Abb. 7-10: Abhängigkeit des spezifischen Druckluftbedarfs (b_{DL}) vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-2) und dem damit verbundenen Gegendruck (p_{E_Alp}) im Arbeitsraum bei Beginn des Saughubes für 4 bar und 8,5 bar Differenzdruck

Abb. 7-11: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei konstanter Hubanzahl, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-12: Spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei konstanter Hubanzahl, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-13: Abdrücke der Wasserauslassbohrungen an der Unterseite der Pumpmembran

Abb. 7-14: Starke plastische Verformung der Pumpmembran

Abb. 7-15: Hub (H) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp})

Abb. 7-16: Volumetrischer Fördergrad (λ_{vol}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}), Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-16: Volumetrischer Fördergrad (λ_{vol}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}), Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-17: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) und bei konstanter Hubanzahl nach Differenzdruckerhöhung und Differenzdruckverringerung, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-18: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) und bei konstanter Hubanzahl nach Differenzdruckerhöhung und Differenzdruckverringerung im Bereich der Druckgradientenanomalie, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-19: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (p_{E_Alp}) und bei konstanter Hubanzahl nach Differenzdruckerhöhung bei unterschiedlichen Anfangsdifferenzdrücken (gemäß Tab. 7-3), Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-20: Messergebnis des Massenstromverlaufes (\dot{m}_{E_Pro}) während eines durchschnittlichen Hubes in Abhängigkeit vom Differenzdruck bei unterschiedlichen zusätzlichen Druckverlusten, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-21: Verlauf des Druckverlusts (p_{V+}) während eines durchschnittlichen Hubes bei unterschiedlichen Differenzdrücken, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-22: Gemittelte Messergebnisse der geförderte Wassermasse (m_{E_Pro}) eines durchschnittlichen Hubes in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei unterschiedlichen Anlagenverlusten, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

Abb. 7-23: Durchschnittlich geförderte Wassermasse (m_{Pro}) pro 15 Hübe in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-4)

Abb. 7-24: Durchschnittlicher spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-4)

Abb. 7-25: Durchschnittlich geförderte Wassermasse (m_{Pro}) pro 15 Hübe in Abhängigkeit vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-5)

Abb. 7-26: Durchschnittlicher spezifischer Luftverbrauch (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-5)

Abb. 7-27: Gemittelter Förderstrom (\dot{V}_{Pro}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-4)

Abb. 7-28: Gemittelter Förderstrom (\dot{V}_{Pro}) in Abhängigkeit von unterschiedlichen Schaltintervallen (gemäß Tab. 7-5)

Abb. 7-29: Geförderte Wassermasse (m_{GX}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei konstanter Hubanzahl, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2

- Abb. 7-30: Spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei konstanter Hubanzahl, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2
- Abb. 7-31: Hub (H) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp})
- Abb. 7-32: Volumetrischer Fördergrad (λ_{vol}) in Abhängigkeit vom Messergebnis des Differenzdrucks (p_{E_Alp}), Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2
- Abb. 7-33: Massenstromverlauf während eines durchschnittlichen Hubes in Abhängigkeit vom Differenzdruck bei unterschiedlichen zusätzlichen Druckverlusten, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2
- Abb. 7-34: Verlauf des Druckverlusts während eines durchschnittlichen Hubes bei unterschiedlichen Differenzdrücken, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2
- Abb. 7-35: Messergebnisse der geförderte Wassermasse (m_{E_Pro}) eines durchschnittlichen Hubes in Abhängigkeit des Differenzdrucks (p_{E_Alp}) bei unterschiedlichen Anlagenverlusten, Schaltintervall #4 gemäß Tab. 7-2
- Abb. 7-36: Durchschnittlich geförderte Wassermasse (m_{Pro}) pro 15 Hübe in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-6)
- Abb. 7-37: Durchschnittlicher spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-6)
- Abb. 7-38: Durchschnittliche geförderte Wassermasse (m_{Pro}) pro 15 Hübe in Abhängigkeit vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-7)
- Abb. 7-39: Durchschnittlicher spezifischer Druckluftbedarf (b_{DL}) in Abhängigkeit vom Schaltintervall (gemäß Tab. 7-7)
- Abb. 7-40: Gemittelter Förderstrom (\dot{V}_{Pro}) in Abhängigkeit vom Differenzdruck (gemäß Tab. 7-6)
- Abb. 7-41: Gemittelter Förderstrom (\dot{V}_{Pro}) in Abhängigkeit von unterschiedlichen Schaltintervallen (gemäß Tab. 7-7)

ANHANG

Herleitung ausgewählter Formeln

Gl.4-34

$$\frac{\Delta V_{PR}}{V_{AR} + \Delta V_{AR}} \cdot 1 = \frac{\Delta V_{PR}}{V_{AR} + \Delta V_{AR}} \cdot \frac{\Delta V_{AR}}{\Delta V_{AR}} \quad \text{Gl.A-1}$$

$$\phi_{vol} = \frac{\Delta V_{PR}}{V_{AR} + \Delta V_{AR}} = \frac{\phi_{\Delta V}}{\phi_{AR} + 1} \quad \text{Gl.4-34}$$

Gl.7-13

Aus der Massenbilanz der zugeführten Druckluft in den Arbeitsraum

V_{DL_AR} ... zugeführtes Druckluftvolumen in den Arbeitsraum

$$\frac{\Delta V_{AR} \cdot p_{HD}}{R_{DL} \cdot T_{DL}} + \frac{V_{AR} \cdot p_{HD}}{R_{DL} \cdot T_{DL}} - \frac{V_{AR} \cdot p_{ND}}{R_{DL} \cdot T_{DL}} = \frac{V_{DL_AR} \cdot p_{HD}}{R_{DL} \cdot T_{DL}} \quad \text{Gl.A-2}$$

ergibt sich das zugeführte Druckluftvolumen in den Arbeitsraum.

$$V_{DL_AR} = \Delta V_{AR} + V_{AR} - \frac{V_{AR} \cdot p_{ND}}{p_{HD}} \quad \text{Gl.A-3}$$

Das Verhältnis von gefördertem Wasservolumen zum zugeführten Druckluftvolumen ergibt den volumetrischen Wirkungsgrad.

$$\frac{\Delta V_{PR}}{\Delta V_{AR} + V_{AR} - \frac{V_{AR} \cdot p_{ND}}{p_{HD}}} \cdot 1 = \frac{\Delta V_{PR}}{\Delta V_{AR} + V_{AR} - \frac{V_{AR} \cdot p_{ND}}{p_{HD}}} \cdot \frac{\Delta V_{AR}}{\Delta V_{AR}} \quad \text{Gl.A-4}$$

$$\eta_{vol} = \frac{\phi_{\Delta V}}{1 + \phi_{AR} \cdot \left(1 - \frac{p_{ND}}{p_{HD}}\right)} \quad \text{Gl.7-13}$$

Gl.7-16

Die dem geförderten Wasser zugeführte Energie ergibt sich aus der Multiplikation des geförderten Volumens mit der Druckerhöhung.

W_p ... Pumpenarbeit

$$W_p = \Delta V_{PR} \cdot (p_{HD} - p_{ND}) \quad \text{Gl.A-5}$$

Das (theoretische) Arbeitsvermögen der Druckluft bei isentroper Zustandsänderung eines idealen Gases kann abhängig vom Druck dargestellt werden.

W_{DL} ... Arbeitsvermögen der Druckluft

$$W_{DL} = p_{HD} \cdot m_{DL} \cdot R_{DL} \cdot T_{DL} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad \text{Gl.A-6}$$

Der Wirkungsgrad ist das Verhältnis des energetischen Nutzens zum energetischen Aufwand der Pumpe. Der Nutzen entspricht der Energiezufuhr an das geförderte Wasser, der Aufwand wurde definiert als das Arbeitsvermögen der Druckluft bei isentroper Zustandsänderung.

$$\eta_{th} = \frac{\Delta V_{PR} \cdot (p_{HD} - p_{ND})}{m_{DL} \cdot R_{DL} \cdot T_{DL} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad \text{Gl.7-15}$$

$$\eta_{th} = \frac{1}{m_{DL} \cdot R_{DL} \cdot T_{DL} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \cdot \Delta V_{PR} \cdot (p_{HD} - p_{ND}) \quad \text{Gl.A-7}$$

Die Masse der Druckluft die Arbeit verrichten könnte, entspricht dem zugeführten Druckluftvolumen.

$$m_{DL} = \frac{(\Delta V_{AR} + V_{AR}) \cdot p_{HD}}{R_{DL} \cdot T_{DL}} \quad \text{Gl.A-8}$$

Eingesetzt in Gl.A-8 erhält man Gl.A-9 bzw. Gl.A-10.

$$\eta_{th} = \frac{1}{(\Delta V_{AR} + V_{AR}) \cdot p_{HD} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \cdot \Delta V_{PR} \cdot (p_{HD} - p_{ND}) \quad \text{Gl.A-9}$$

$$\eta_{th} = \frac{1}{(\Delta V_{AR} + V_{AR}) \cdot p_{HD} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \cdot \frac{\Delta V_{AR}}{\Delta V_{AR}} \cdot \Delta V_{PR} \cdot (p_{HD} - p_{ND}) \quad \text{Gl.A-10}$$

Nach Umformen von Gl.A-10 ergibt sich Gl.7-16.

$$\eta_{th} = \frac{1}{\frac{1 + \phi_{AR}}{\phi_{\Delta V}} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \cdot \frac{1 - \frac{p_{ND}}{p_{HD}}}{p_{HD}} \cdot \Delta V_{PR} \cdot (p_{HD} - p_{ND}) \quad \text{Gl.7-16}$$