TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN
Vienna | Austria

Diplomarbeit

Entwicklung einer fahrradbetriebenen Hochdruckpumpe zur Meerwasserentsalzung

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades einer Diplom-Ingenieurin (Dipl.-Ing. oder DI),
eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften, von

Anna Elisabeth STOCKINGER

Mat.Nr.: 01226790
(Großmittler Straße 12, 2490 Haschendorf)

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Margit Gföhler
Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung,
E307-03

Wien, September 2020

.....
Eigenhändige Unterschrift

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung dieser Arbeit nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Stadt und Datum	*Unterschrift*

Danksagung

Mein besonderer Dank geht an Frau Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Margit Gföhler, die es mir überhaupt ermöglicht hat meine Diplomarbeit am Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung zu verfassen.

Ebenfalls möchte ich mich besonders bei Univ.Ass. Dipl.-Ing.Markus Puchinger und Senior Scientist Dipl.-Ing. Dr.techn. Christoph Janeczek für die vielen fachkundigen Ratschläge und Tipps bedanken und bei Thomas Keck, der mir bei meinen Messungen zur Seite gestanden ist.

Meinen Eltern möchte ich auch Dank aussprechen, die mir dieses Studium überhaupt ermöglicht haben und mir immer eine Unterstützung sind.

Weiters möchte ich mich auch noch bei meinem Bruder Dr. Mathias Stockinger und bei meinem Freund Ing. Christian Maier bedanken, die mich immer mental unterstützt haben und mir mit Tipps zur Seite gestanden sind.

Kurzfassung

In vielen Gebieten der Erde besteht keine ausreichende Trinkwasserversorgung. Viele dieser Gebiete liegen in Küstennähe, wodurch es nahe liegt das vorhandene Salz- bzw. Brackwasser entsprechend aufzubereiten und den Menschen zugänglich zu machen. Gleichzeitig ist der Zugang zu Elektrizität in genau diesen Regionen ebenfalls beschränkt, wodurch eine Trinkwasseraufbereitung nochmals erschwert wird.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit war daher eine Hochdruckpumpe für eine Umkehrosmoseanlage zu entwickeln, die den Druck des angesaugten Salzwassers auf ca. 55 bar erhöht und einen Volumenstrom von 100 l/h erzeugt, um eine Trinkwassergewinnung von 10 l/h durch Umkehrosmose zu ermöglichen. Dabei sollte sie mechanisch, mithilfe reiner Beinkraft, über Pedale eines weiterhin fahrtüchtigen Fahrrads angetrieben werden. Weiters war eine möglichst leichte und kompakte Bauweise anzustreben und eine Energierückgewinnung zur Reduzierung des Leistungsaufwandes des Fahrradfahrers zu entwickeln.

Die entwickelte Hochdruckpumpe wurde als Membrankolbenpumpe ausgeführt, um die mechanischen Komponenten in Hydraulikfluid laufen lassen zu können und sie somit vor Salzwasser zu schützen. Um bei einem Riss der Membran das Trinkwasser nicht gesundheitsschädlich mit Hydrauliköl zu verunreinigen, wurde als Hydraulikfluid PEG400 verwendet. Die Pumpe wurde wie ein V-180°-Motor mit vier Kolben aufgebaut, wobei jeweils ein Hauptkolben und ein Rückgewinnungskolben gegenüberliegen. Um die Anzahl der Bauteile zu minimieren und eine kleinere Baugröße der Pumpe zu ermöglichen wurde der normalerweise übliche Kurbeltrieb durch eine Kulisse ersetzt. Der Antrieb der Membrankolbenpumpe erfolgt über die Hinterradnarbe des Fahrrads. Das Gewicht der Membrankolbenpumpe wurde weitgehend minimiert, z.B. durch den Einsatz von Aluminiumbauteilen, wodurch der Ballast für den Fahrradfahrer bei Fahrbetrieb verringert ist. Außerdem weist die Membrankolbenpumpe eine kompakte Bauweise auf, die es ermöglicht sie am Gepäckträger des Fahrrads zu montieren.

Mit einem vereinfachten, zweikolbigen Prototyp der Pumpe wurden Tests entsprechend der Verwendung bei Brackwasser-Umkehrosmose durchgeführt. Dabei wurden mittlere Volumenströme von 26 bis 55 l/h bei Drehzahlen von 50 bis 80 U/min gegen mittlere Drücke von 1,5 – 7 bar gefördert. Womit eine Verwendung der Membrankolbenpumpe zur rein mechanischen, fahrradbetriebenen Meerwasserentsalzung gezeigt werden konnte. Die Hauptkolben bauen den gewünschten Druck schnell auf und fördern durchschnittlich ca. 85% des ausgelegten Volumenstroms. Das System der Druckrückgewinnung zeigte konstruktiv wie fertigungstechnisch noch auszuführende Optimierungsmaßnahmen auf, da die Funktionalität nicht in der erwartenden Weise mit dem umgesetzten Design ermittelt werden konnte.

Alternativ wäre z.B. ein Aufbau mit einer Axialkolbenpumpe und einem Druckaustauscher möglich.

Abstract

There is no adequate drinking water supply in many areas of the world. Because many of those areas are close to the coast, it makes sense to treat the existing saltwater or fallow water and make it accessible to people. At the same time, access to electricity is also limited in those regions, which makes drinking water treatment even more difficult.

Therefore, within the scope of this thesis, a high-pressure pump for a reverse osmosis system had to be designed, which increases the pressure of the sucked in salt water to approximately 55 bar and reaches a volume flow of 100 l/h in order to enable a drinking water flow of 10 l/h through reverse osmosis. It should be powered mechanically, by pure leg strength via pedals of a still fully functional bicycle. Furthermore, the aim was to achieve a construction that was as light and compact as possible and to develop an energy recovery system to reduce the effort of the cyclist.
The high-pressure pump was designed as a diaphragm pump in order to run the mechanical components in hydraulic fluid and protect it from saltwater. In order not to contaminate the drinking water with hydraulic oil in the event of membrane rupture, PEG 400 was used as hydraulic fluid. The pump was constructed like a V-180° engine with four pistons, were a main piston and a recovery piston is facing each other. In order to minimize the number of components and to enable a smaller size of the pump, the normally used crank drive was replaced by a slotted lever system. The diaphragm piston pump is driven by the rear hub of the bicycle. The weight of the diaphragm piston pump has been largely minimized, for example through the use of aluminium components, which reduces the ballast for the cyclist during driving. In addition, the diaphragm piston pump has a compact design, which makes it possible to mount it on a luggage rack of a bicycle.
A simplified, two-piston prototype of the pump was tested for the use in brackish water reverse osmosis. Average volume flows of 26 to 55 l/h at speeds of 50 to 80 rpm were conveyed against average pressures of 1.5 – 7 bar. The use of the diaphragm piston pump for purely mechanical, bicycle-operated seawater desalination could therefore be demonstrated. The main pistons build up the required pressure quickly and deliver approximately 85 % of the designed volume flow. The pressure recovery system showed constructive and manufacturing-related optimization measures that still hat to be carried out, since the functionality could not be determined in the expected way with the implemented design. Alternatively, a construction with an axial piston pump and a pressure exchanger is possible, for example.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung ... 3
1.1 Forschungsfragen ... 5
1.2 Teilgebiete der Projektumsetzung ... 6
1.3 Zielsetzung ... 7
2 Grundlagen ... 8
2.1 Wasseraufbereitungsmethoden ... 8
2.2 Osmose/Osmotischer Druck ... 9
2.3 Umkehrosmose ... 9
2.4 Membranmodul ... 10
2.5 Pumpenarten ... 11
2.6 Membrankolbenpumpe ... 12
2.6.1 Membrankolbenpumpe mit mechanischem Membranantrieb ... 13
2.6.2 Membrankolbenpumpe mit hydraulischem Membranantrieb ... 13
2.6.3 Existierende Lösungsansätze für Membrankolbenpumpen ... 16
2.7 Muskelbasierender Pumpenantrieb ... 19
2.8 Pedalbetriebene Systeme für die Entsalzung von Brackwasser ... 19
2.9 Handbetriebene Systeme für die Entsalzung von Meer- und Brackwasser ... 22
3 Umsetzung / Implementierung einer Membrankolbenpumpe ... 23
3.1 Grundsätzliche Überlegungen zur Pumpe ... 23
3.1.1 Grundsätzliche Auslegung der Membrankolbenpumpe ... 25
3.2 Virtuelle Produktentwicklung der Membrankolbenpumpe ... 33
3.3 Berechnungen ... 42
3.3.1 Membran (3) ... 42
3.3.2 Kurbelwelle (36, 43, 59, 60) ... 43
3.3.3 Zahnräder für die Ventilsteuerung (38, 45) ... 59
3.3.4 Kulisse (27) ... 62
3.3.5 Kolben und Kolbenbolzen (22, 24, 30) ... 64
3.3.6 Stößel (9, 10, 11, 12) ... 65
3.3.7 Lager (35, 48) ... 65
3.3.8 Lagerbock (62) ... 69

3.3.9 Schrauben 71
4 Messungen am Prototyp 92
4.1 Resultate 99
4.1.1 Wirkungsgrad der Membrankolbenpumpe 100
4.1.2 Pumpenkennline 100
4.1.3 Weitere Beobachtungen 101
5 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick 103
5.1 Schlussfolgerung 105
6 Anhang 106
6.1 Mechanische Komponenten 106
6.2 Verwendete Software 109
6.3 Verwendete Werkstoffkennwerte bei der FEM-Analyse 109
6.4 Berechnung der Kunststoffzahnräder 109
6.5 Matlab-Scripten zur Messungsauswertung 110
7 Literaturverzeichnis 112
8 Abbildungsverzeichnis 116
9 Formelverzeichnis 118
10 Tabellenverzeichnis 119
11 Abkürzungsverzeichnis 120

1 Einleitung

Von 1980-2019 ist der gesamte Wasserverbrauch um ca. 40 % gestiegen, das entspricht in etwa einem jährlichen Anstieg von 1 %. Es wird erwartet, dass der Wasserverbrauch in einem ähnlichen Ausmaß weiter steigen wird. Vor allem in Entwicklungs- und Schwellenländern steigt die Nachfrage nach Wasser, allerdings liegt der Pro-Kopf-Wasserverbrauch noch immer unter dem der meisten Industriestaaten. Der größte Wasserverbraucher ist noch immer mit Abstand die Landwirtschaft [1].
Wird speziell die Trinkwasserversorgung betrachtet, so hatten 2015 89 % der Weltbevölkerung zumindest Zugang zu einer grundlegenden Versorgung. Daraus ergibt sich aber auch, dass 2015 844 Millionen Menschen noch immer keinen Zugang zu einer sicheren Trinkwasserversorgung hatten. Der Prozentsatz der Bevölkerung mit sicherer Trinkwasserversorgung variiert je nach Wohlstand und Region. Dabei sind überwiegend Menschen in ländlicheren Gebieten von einer Trinkwasserknappheit betroffen [1].
Immer noch werden weltweit über 80 % der Abwässer ungeklärt in die Umwelt abgeleitet, was zur Verunreinigung von Süßwasserressourcen, insbesondere auch mit Keimen führt. So sind in Entwicklungsländern Krankheiten wie Cholera noch immer weit verbreitet [1].
Abbildung 1 zeigt die Gebiete mit physischer und wirtschaftlicher Wasserknappheit, wobei besonders Afrika herausticht. Eine physische Wasserknappheit beschreibt das generelle Fehlen von Wasserressourcen in einem Land, wohingegen eine wirtschaftliche Wasserknappheit durch Kriege usw. hervorgerufen wird [2].

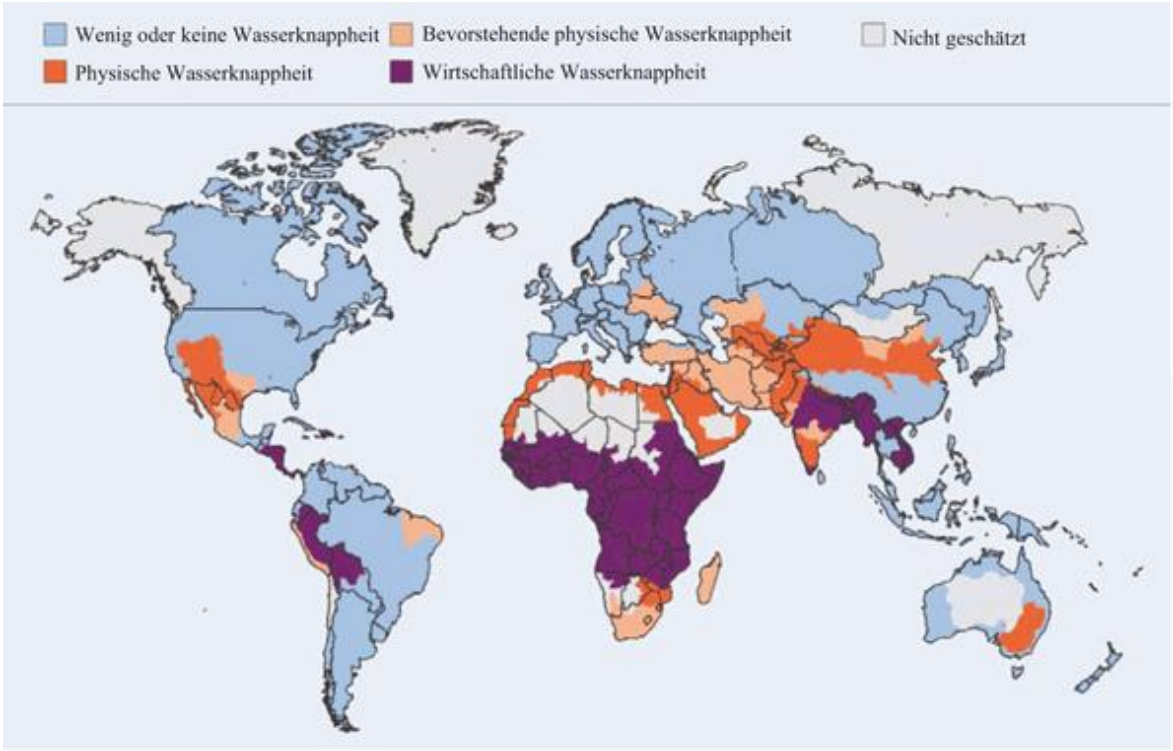


Abbildung 1: Gebiete mit physischer und wirtschaftlicher Wasserknappheit [2]

Die Abbildung zeigt auch, dass viele Gebiete, die unter Wasserknappheit leiden, jedoch Zugang zu Brack- oder Meerwasser hätten.

Allerdings kann das Trinken von Salzwasser zum Tod führen, da der menschliche Organismus auf einen Salzgehalt von ca. 0,9 % ausgelegt ist. Osmose sorgt dafür, dass sich das Salz gleichmäßig im menschlichen Körper verteilt. Wird Wasser mit einem höheren Salzgehalt getrunken, steigt der Salzgehalt des Blutes und damit die Osmolarität. Dies führt zu einer osmotischen Umverteilung des Körperwassers von intra- nach extrazellulär. Extrazellulär, also in der Blutbahn, wird das nun „überschüssige", extrazelluläre Körperwasser dann zusammen mit dem überschüssigen Salz von den Nieren ausgeschieden. Es kommt zu einem Austrocknen des Intrazellularraumes, der Körperzellen, was mit Funktionseinschränkung und in weiterer Folge mit dem Zelltod einhergeht, sprich:"man verdurstet von Innen." [3], [4].

Der Salzgehalt von Wasser wird als Salinität bezeichnet und üblicherweise als Massenanteil in g/kg oder in Prozent angegeben [5]. Abbildung 2 gibt einen Überblick über die Salinität des Meerwassers auf der Erde. Süßwasser hat eine Salinität von unter 1 g/kg (0.1 %) und Brackwasser hat eine Salinität zwischen 1 und 10 g/kg (0,1-1 %). Der durchschnittliche Salzgehalt der Weltmeere liegt bei ca. 35 g/kg (3.5 %) [5]. In den Küstenregionen ist der Salzgehalt meist geringer, als auf offener See, aber er unterliegt auch jahreszeitlichen Schwankungen [6].

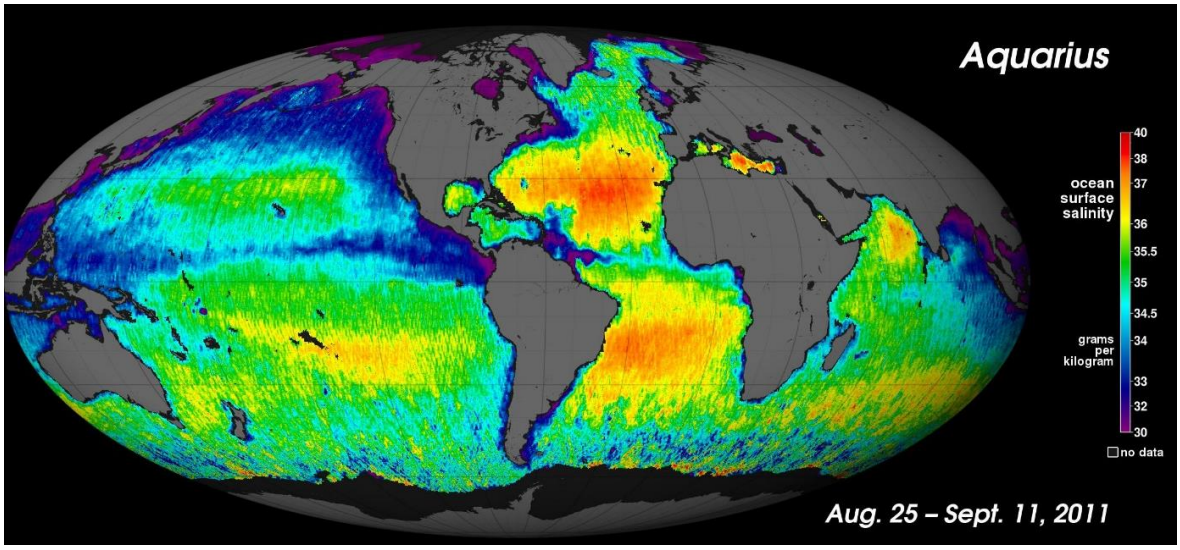


Abbildung 2: Meerwassersalinität in g/kg [7]

In einigen Gebieten der Erde herrscht nicht nur eine Wasserknappheit, sondern es mangelt auch an einer Elektrizitätsversorgung, welche für den Betrieb einer großen Entsalzungsanlage notwendig wäre.

In den letzten Jahren ist der Bevölkerungsanteil mit Zugang zu Elektrizität stetig gewachsen. Jedoch hatten 2016 13 % der Weltbevölkerung noch immer keinen Zugang zu Elektrizität [8]. Abbildung 3 zeigt dabei die Verteilung über die Welt. Vor allem in Afrika besteht noch starker Bedarf an einer flächendeckenden Elektrizitätsversorgung.

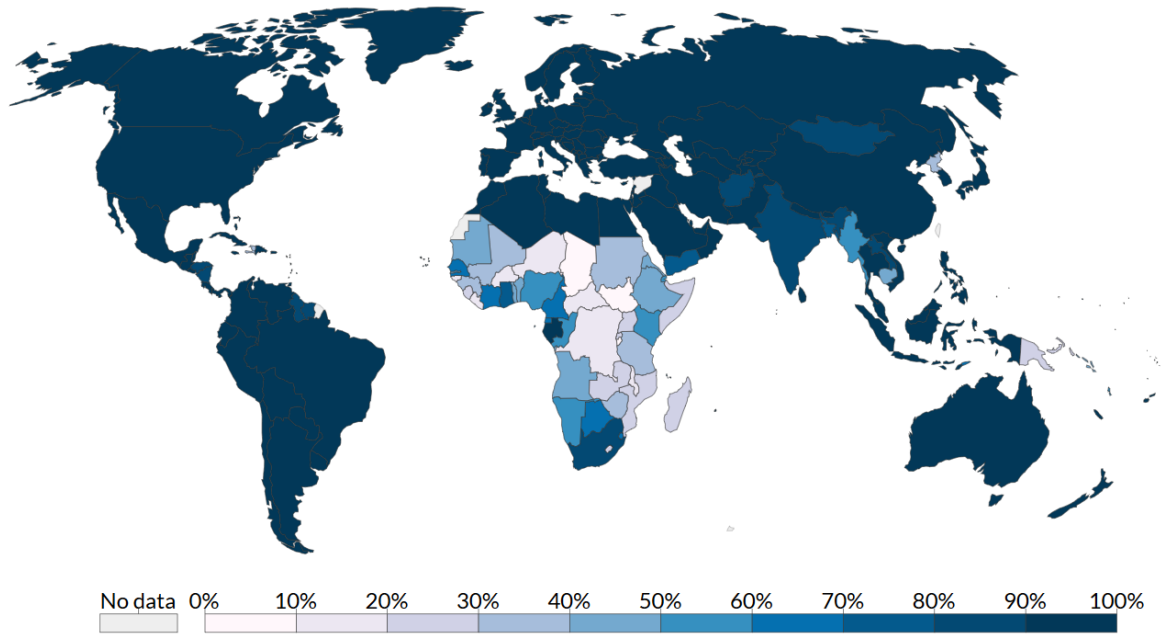


Abbildung 3: Bevölkerungsanteile mit Zugang zu Elektrizität [8]

1.1 Forschungsfragen

Der Zugang zu Trinkwasser ist ein menschliches Grundbedürfnis und überlebenswichtig. In einer Zukunft, wo durch Überbevölkerung und Klimaerwärmung die Verknappung der Trinkwasserressourcen ständig am Zunehmen ist, könnten „hydro-politische Konflikte“ zunehmen und zu „Wasser-Kriegen“ führen [9].

Um diesem zukünftigen Konflikt proaktiv zu begegnen, wird die individuelle Entsalzung von Meerwasser und Brackwasser eine kleine, aber für Betroffene, bedeutende Rolle spielen können.

Da nicht überall eine Elektrizitätsversorgung möglich ist bzw. kein Treibstoff für den Betrieb eines Motors vorhanden ist, ist ein vollständiger mechanischer Antrieb für die Aufbereitung des Meerwassers von Vorteil.

Mobilität und der möglichst einfache Transport der Anlage sind ein wünschenswerter Aspekt. Daher soll eine Entsalzungsanlage auf einem weiterhin einsatzfähigen Fahrrad installiert werden. Die Hochdruckpumpe, die den osmotischen Druck für die Umkehrosmose herstellt, soll rein mechanisch über die Beinkraft des Fahrradfahrers angetrieben werden.

1.2 Teilgebiete der Projektumsetzung

Das Projekt wurde in mehrere Teilgebiete gegliedert, welche in Abbildung 4 verdeutlich wurden. Diese Diplomarbeit beinhaltet die Konstruktion und Berechnung der Hochdruckpumpe (Membrankolbenpumpe), die für den Betrieb der Umkehrosmoseanlage notwendig ist. Eine weitere Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Auswahl des Umkehrosmosemoduls und eine Projektarbeit mit dem Antriebssystem, das die Bewegung der Pedale auf die Pumpe überträgt.

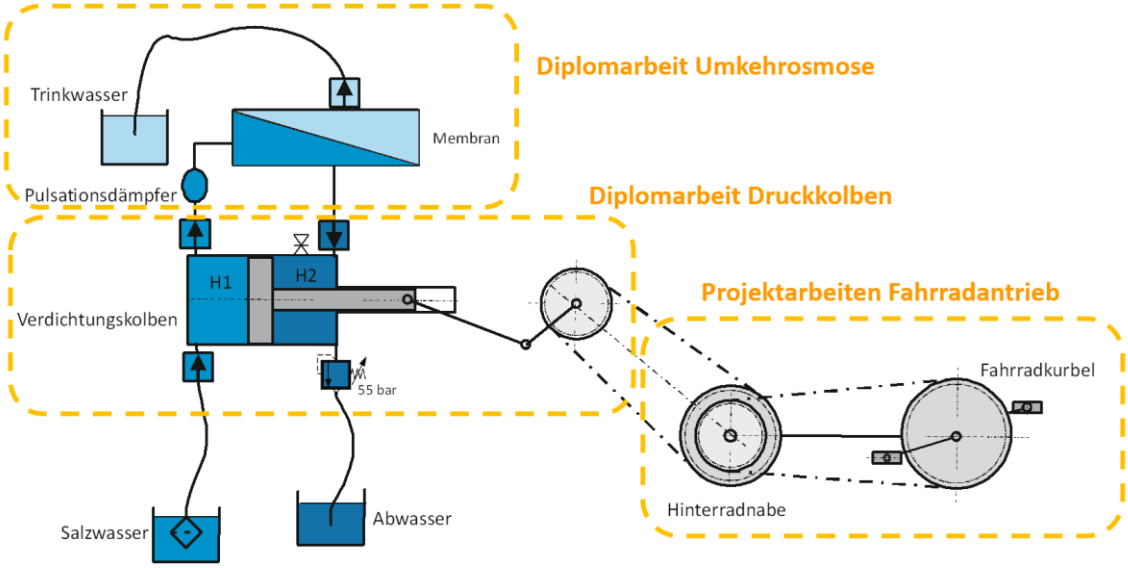


Abbildung 4: Teilgebiete bei der Projektumsetzung

Wird das Gesamtsystem betrachtet, so besteht dieses aus einem weiterhin voll funktionstüchtigen Fahrrad, das, sobald der Zielort erreicht wird, in eine Umkehrosmoseanlage umgebaut werden kann. Die Membrankolbenpumpe wird dabei über die Hinterradnabe des Fahrrads angetrieben und saugt Salzwasser mithilfe eines Schlauches aus dem Meer oder einem Kanister an und erhöht dessen Druck auf ca. 55 bar. Das Salzwasser passiert sodann einen Filter und ein Umkehrosmosemodul. Das als Trinkwasser aufgefangene Permeat wird in einem Kanister gesammelt. Das Retentat, das noch immer unter Druck steht, wird zurück zur Membrankolbenpumpe gefördert. Dort wird es dem Rückgewinnungssystem zugeführt, um den aufzubringenden Leistungsbedarf des Benutzers zu reduzieren. Um die Umwelt nicht zu sehr durch das Retentat, das einen hohen Salzgehalt aufweist, zu belasten, wird es in einem weiteren Kanister aufgefangen.

1.3 Zielsetzung

Ziel dieser Diplomarbeit ist es eine Hochdruckpumpe für die mobile Meerwasserentsalzung zu entwickeln.

Dabei sind folgende Eckpunkte für die Hochdruckpumpe zu erreichen:

- Das Salzwasser soll auf einen Druck von ca. 55 bar gebracht werden.
- Es soll eine Fördermenge von 100 l/h erreicht werden, um im Endeffekt einen Permeatfluss von 10 l/h zu ermöglichen.
- Es darf kein Öl ins Permeat und Retentat gelangen, um eine Umweltverschmutzung und Gesundheitsgefährdung zu vermeiden.
- Die Pumpe soll rein mechanisch funktionieren, ohne jegliche Anwendung von Elektrizität.
- Sie soll mithilfe reiner Beinkraft über Pedale angetrieben werden.
- Die aufzuwendende Muskelkraft soll möglichst geringgehalten werden.
- Es soll eine Energierückgewinnung eingeplant werden, die die nötige Leistungsaufwendung des Fahrradfahrers minimiert.
- Die Pumpe soll möglichst klein sein, um später auf einem Fahrradgepäckträger Platz zu finden.
- Die Pumpe soll möglichst leicht sein, um möglichst wenig Gepäck für den Fahrradfahrer zu sein.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Begriffe für die Meerwasserentsalzung, wie die Osmose und Umkehrosmose, sowie das Vorgehen zur Ermittlung der für den Einsatzzweck besten Pumpenart und deren Aufbau beschrieben.

2.1 Wasseraufbereitungsmethoden

Abbildung 5 zeigt einen Überblick über verschiedene Wasseraufbereitungsmethoden, diese können hauptsächlich in thermisch-/lichtbasierte, physische, chemische, membranbasierte und neue Methoden eingeteilt werden. Das Umkehrosmoseverfahren (RO – reverse osmosis) eignet sich dabei besonders zur Reduzierung von spezifischen chemischen Verunreinigungen und zur Meerwasserentsalzung. Es stellt dabei auch eines der wirtschaftlichsten und praktischsten Verfahren zur Meerwasserentsalzung dar, da die Anlage sehr kompakt gebaut werden kann und, im Vergleich zu den thermischen Verfahren, eine deutlich höhere Energieeffizienz aufweist [10], [11].

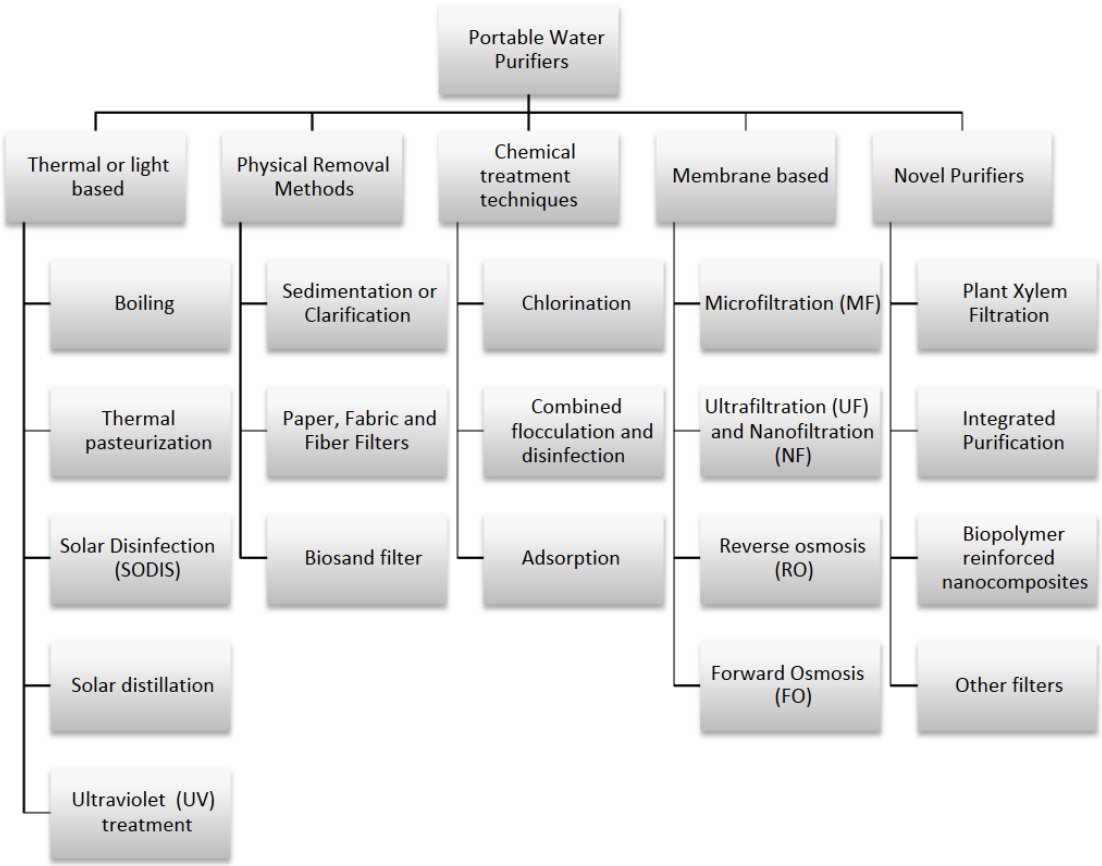


Abbildung 5: Wasseraufbereitungsmethoden mit einer Einteilung nach thermischen-/lichtbasierten, physischen, chemischen, membranbasierten und neuen Methoden[10]

2.2 Osmose/Osmotischer Druck

Wird eine Lösung und reines Lösemittel durch eine semipermeable Membran getrennt, die nur für das Lösemittel durchlässig ist, so haben die Lösemittelteilchen durch die unterschiedlichen chemischen Potentiale das Bestreben durch die Membran zu diffundieren und die Lösung zu verdünnen. Dieser Vorgang wird als Osmose bezeichnet [12].

Wird ein mit Salzwasser gefüllter Behälter, der eine semipermeable Wand aufweist, die nur für die Salzmoleküle undurchlässig ist, in reines Wasser eingetaucht, so diffundiert reines Wasser in den Behälter und der Druck im Behälter steigt, bis sich ein Gleichgewicht einstellt. Der maximale Druck, der sich dabei in der Lösung einstellt, wird osmotischer Druck genannt [12], [13].

Im verdünnten Bereich einer wässrigen Salzlösung kann der osmotische Druck $\Delta\pi$ durch die Van't Hoff'sche Gleichung

$$\Delta\pi = f_0 * \mathcal{R} * T * c_{Salz} \qquad \text{(G 2.1)}$$

berechnet werden. Mit höherer Salzkonzentration c_{Salz} steigt der osmotische Druck $\Delta\pi$ demnach linear an. Dabei gibt f_0 den Van't Hoff-Faktor, $\mathcal{R}$ die allgemeine Gaskonstante, T die Temperatur in Kelvin und c_{Salz} die molare Salzkonzentration an [6], [14].

Wird für die Salzlösung ein Van't Hoff'scher Faktor von 2 angenommen und mit einem Salzgehalt von 3.5 % (35 g/l), einer Temperatur von 20 °C und der molaren Masse von 58,44 g/mol gerechnet, würde der osmotische Druck von Meerwasser ca. 29 bar entsprechen [6], [14].

2.3 Umkehrosmose

Bei der Umkehrosmose (RO – reverse osmosis) macht man sich den Vorgang der Osmose zu Nutze und kehrt diesen um. Wird wieder das vorige Beispiel betrachtet, bei dem ein mit Salzwasser gefüllter Behälter mit einer semipermeablen Wand in reines Wasser getaucht wird, so kann der Prozess umgekehrt werden, wenn der Druck im Behälter über den osmotischen Druck erhöht wird [6].

Abbildung 6 (a) zeigt die einfachste Version einer Umkehrosmose-Anlage, kurz RO-Anlage (Reverse Osmosis), wie sie in der Trinkwassergewinnung eingesetzt wird. Das Salzwasser wird dabei einer Hochdruckpumpe zugeführt und auf einen Druck über dem osmotischen Druck erhöht. In weiterer Folge gelangt das Salzwasser zu einem Membranmodul, in dessen sich eine aufgerollte, semipermeable Membran befindet, die so fein ist, dass die Salzionen zurückgehalten werden. Da durch die Hochdruckpumpe der Druck an der Salzwasserseite der Membran über dem osmotischen Druck liegt, diffundiert Wasser durch die Membran und tritt als Permeat aus. Durch die Diffusion von Wasser durch die Membran, wird natürlich die Salzkonzentration im zurückbleibenden Salzwasser erhöht, was zu einer Erhöhung des osmotischen Drucks führt. Der osmotische Druck hängt also vom Salzgehalt des zugeführten Wassers und der Aufkonzentrierung im Membranmodul ab, wobei die Aufkonzentrierung im Modul durch den Volumenstrom am Ablauf des Konzentrats eingestellt werden kann. Ein

Permeatfluss wird solange aufrechterhalten, bis der osmotische Druck dem von der Hochdruckpumpe erzeugten Druck entspricht. Das konzentrierte Salzwasser wird über ein Druckhalteventil abgeführt [6].

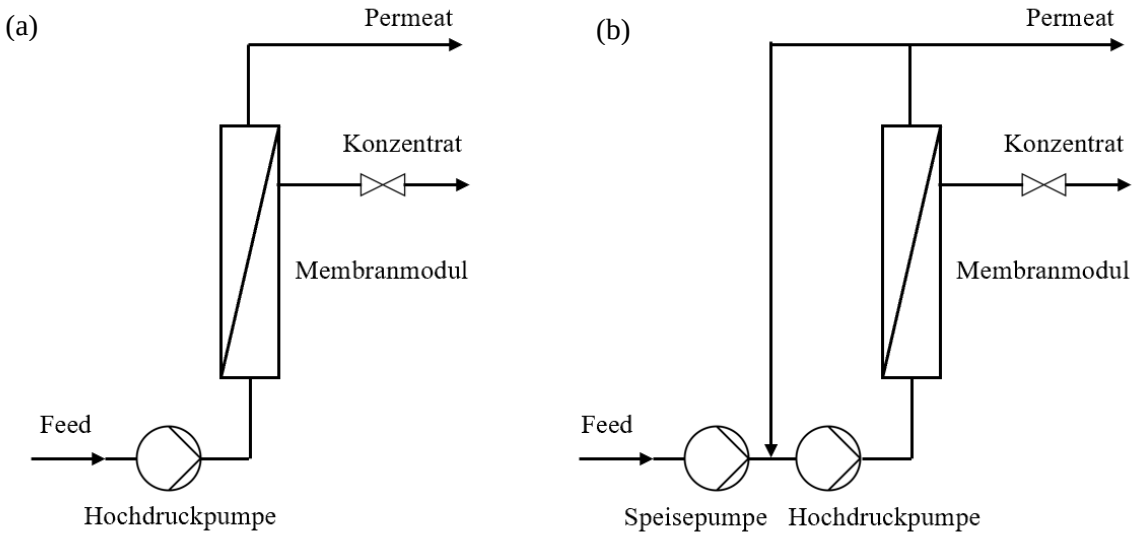


Abbildung 6: Einstufige RO-Anlage ohne (a) und mit (b) Konzentratsrückführung nach [6]

Um eine Partikelablagerung und damit eine Deckschichtbildung auf der Membran zu verhindern, kann es sinnvoll sein eine Konzentratsrückführung (siehe Abbildung 6 (b)) einzubauen, die das Konzentrat umwälzt und somit die Überströmungsgeschwindigkeit an der Membran erhöht. Allerdings hat diese Anlage auch einen höheren Energiebedarf [6].

2.4 Membranmodul

Um die Membranfläche per Volumeneinheit gegenüber den bekannten Flachmodulen zu erhöhen, werden meist aufgewickelte Membranmodule verwendet.

Das Membranmodul besteht dabei aus zwei aneinandergelegten Membranen, zwischen denen sich Material zum Sammeln des Permeatflusses befindet. Die zwei Membranen werden sodann an drei Enden versiegelt, um eine Vermischung der Ströme zu verhindern. An den außenliegenden Seiten der beiden Membranen wird danach zum Beispiel ein Netz gelegt, um den Fluss des Zustroms im aufgewickelten Zustand zu ermöglichen. Die insgesamt 5 Schichten werden dann um eine zentrale, perforierte Röhre gewickelt [15]. Zum Abschluss wird das aufgewickelte Membranmodul in ein metallisches Gehäuse gebettet, um dem Druck, der für die Umkehrosmose nötig ist, standzuhalten.

Das Meerwasser wird an einem Ende in das Membranmodul gepumpt, verteilt sich in dem für den Zufluss reservierten Abstand zwischen den Membranen und passiert axial das Modul. An den Membranen kommt es aufgrund des hohen Druckes zur Umkehrosmose, ein Teil der Wassermoleküle durchdringt die Membran und wird in die Sammelschicht des Permeatflusses aufgenommen. Das Permeat fließt dann spiralförmig zur Mitte des Moduls und wird in der zentralen, perforierten Röhre gesammelt, wo es über einen Anschluss entnommen werden kann [15].

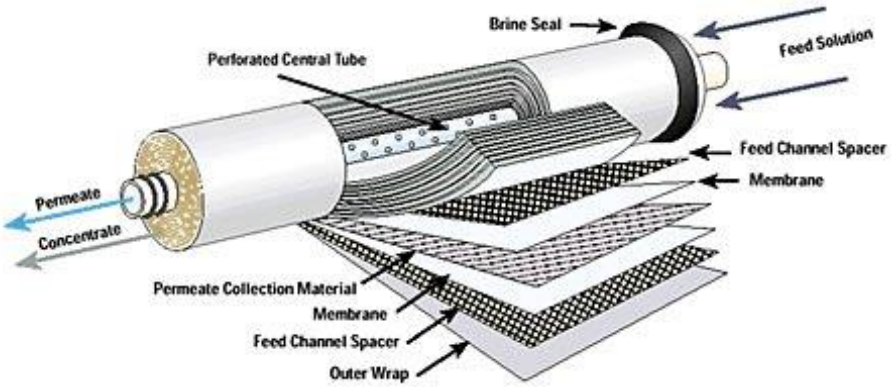


Abbildung 7: Beispiel eines gewickelten RO-Moduls mit Darstellung des funktionellen Aufbaus [16]

Die Membran muss dabei so feine Poren aufweisen, dass zwar Wassermoleküle die Membran durchqueren können, aber alle unerwünschten Moleküle daran gehindert werden. Daher dürfen Membranen bei der Meerwasserentsalzung eine maximale Porengröße von 0,1 nm nicht überschreiten, um Salze zurückzuhalten. Natürlich werden auch alle anderen Stoffe zurückgehalten, die eine Molekülgröße von 0,1 nm überschreiten, wie zum Beispiel Viren, Bakterien und Schwermetalle [17], [18]. Allerdings werden ebenso Mineralstoffe zurückgehalten, wodurch es notwendig sein kann diese vor dem Verzehr wieder zuzusetzen.

Umkehrosmosemembranen sind dafür ausgelegt, Speisewasser mit einer Salzkonzentration von Meerwasser (Salzgehalt 3.5 %; osmotischer Druck $\Delta\pi \approx 29\ bar$) oder darunter zu behandeln. Der maximale Betriebsdruck solcher Membranen liegt bei zirka 80 bar, um den osmotischen Druck des Retentats bei 50 % Rückgewinnung (Salzgehalt Retentat ca. 7%; osmotischer Druck $\Delta\pi \approx 59\ bar$) überwinden zu können. Es gibt aktuell nur wenige Membranen, die bei über 80 bar Betriebsdruck eingesetzt werden können. Weist das Speisewasser eine höhere Salzkonzentration auf (> 7 %) wird vorwiegend über thermische Prozesse entsalzt [14].

Membranmodule sind natürlich nicht wartungsfrei. Durch den Betrieb kann es zur Bildung eines Biofilms an der Membran kommen, der das Durchdringen der Wassermoleküle durch die Membran vermindern kann. Der Biofilm kann dabei durch kolloidale Stoffe, biologische Stoffe und mineralische Ablagerungen entstehen. Um dies zu verhindern muss die Membran immer wieder gespült und chemisch gereinigt werden. Diese Reinigungsmittel sind aber meist nicht umweltverträglich [17].

2.5 Pumpenarten

Prinzipiell gibt es bei Pumpen zwei verschiedene Wirkprinzipien: Strömungsmaschinen und Verdrängermaschinen. Hydrodynamische Pumpen sind Strömungsmaschinen. Ein Beispiel hierfür wären z.B. Kreiselpumpen. Hydrostatische Pumpen sind Verdrängermaschinen und können weiter in oszillierende (z.B. Kolbenpumpe) und rotierende Verdränger (z.B. Schraubenpumpe) unterschieden werden. Strömungsmaschinen eignen sich nicht zur Herstellung von kleinen Förderströmen bei gleichzeitig hohen Förderdrücken [19], [20].

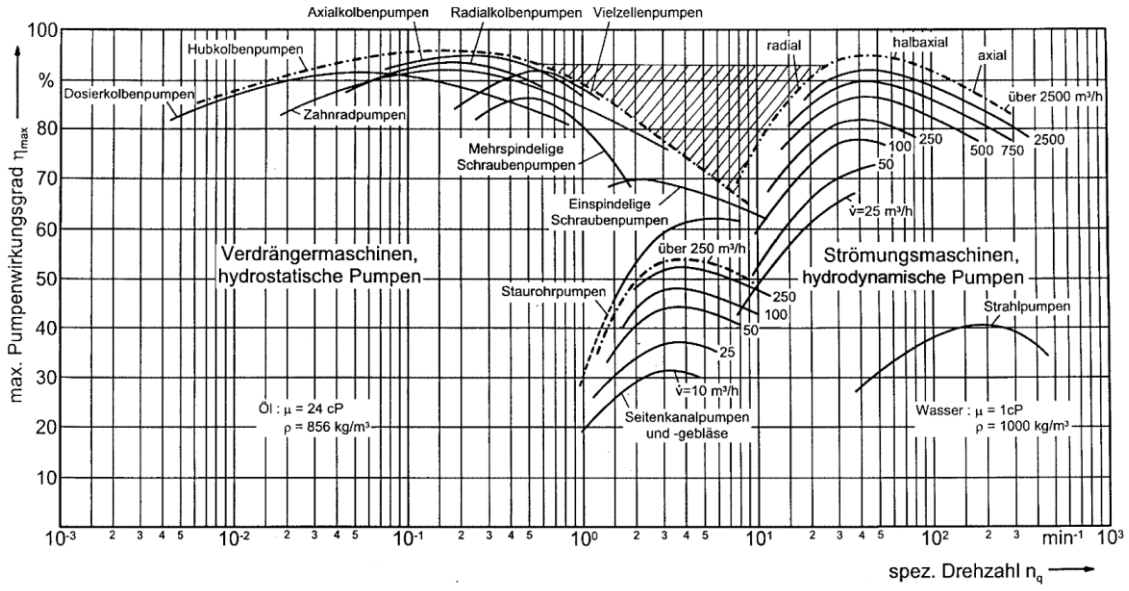


Abbildung 8: Optimalbereiche für Fluidenergiemaschinen (Pumpen) [21]

Die optimale Pumpenart lässt sich über die spezifische Drehzahl n_q ermitteln, die sich aus der Formel

$$n_q = n * \frac{\sqrt{\frac{Q}{Q_q}}}{\sqrt{(\frac{H}{H_q})^3}} \quad \text{(G 2.2)}$$

errechnet, wobei n die Drehzahl in 1/min, Q der Volumenstrom in m^3/s, Q_q der Referenzvolumenstrom 1 m^3/s, H die Förderhöhe in m und H_q die Referenzförderhöhe 1 m angibt.

Die optimale Pumpenart für den Einsatzzweck kann sodann aus Abbildung 8 ablesen werden.

2.6 Membrankolbenpumpe

Da der geforderte Einsatzzweck eine niedrige spezifische Drehzahl ergibt (siehe Kapitel 3.1), kommen nur Hubkolbenpumpen in Frage. Bei einer normalen Hubkolbenpumpe könnte allerdings Öl, das z.B. zur Schmierung für die Kurbelwelle nötig ist, über die Kolbendichtung in das gepumpte Meerwasser gelangen, da dynamische Dichtungen nie absolut dicht sind [20]. Das wäre jedoch für das Membranmodul schädlich, da es sich an der RO-Membran ablagern und somit einen vorzeitigen Wechsel des Membranmoduls notwendig machen könnte. Außerdem könnte das Öl über das abgeführte Konzentrat ins Meer bzw. die Umwelt gelangen, was zu verhindern ist. Daher werden in diesem Kapitel besonders Membrankolbenpumpen betrachtet, bei denen der Ölbereich mithilfe einer statischen Dichtung (Membran) vom Salzwasserbereich getrennt ist und es somit nicht zu einer Vermischung kommen kann. Ein weiterer Vorteil dieser Pumpenart ist, dass die mechanischen Komponenten, wie z.B. die Kurbelwelle und Lager, keinen Kontakt zu Salzwasser haben und somit vor Korrosion durch das Salzwasser geschützt sind und daher aus günstigeren Materialien hergestellt werden können [22].

2.6.1 Membrankolbenpumpe mit mechanischem Membranantrieb

Bei mechanisch angetriebenen Membrankolbenpumpen ist die Membran zwischen den Gehäuseteilen eingespannt und dichtet somit den Bereich der Förderflüssigkeit gegen die mit der Atmosphäre verbundenen Bereiche dahinter ab (siehe Abbildung 9). Die Membran ist bei dieser Bauform direkt mit dem Kolben verbunden und wird von diesem angetrieben. Zur Erreichung eines möglichst großen Hubvolumens ist ein verformbarer Bereich zwischen der Membraneinspannung und den pilzförmigen Anbauteilen zur Membranauslenkung notwendig. Da die Membran die Förderflüssigkeit gegen die Atmosphäre abdichtet, muss dieser Bereich dem Förderdruck standhalten. Das bedeutet, dass bei dieser Pumpenart immer ein Kompromiss zwischen dem Pumpenkopfdurchmesser, der für das Hubvolumen erforderlich ist, und dem Förderdruck eingegangen werden muss. Die Tragfähigkeit kann dabei durch eine mehrschichtige Membran erhöht werden. Dennoch bewältigt diese Pumpenart keine Drücke über 20 bar und keine Förderströme über 1 m^3/h. Aufgrund der Nachgiebigkeit und der Langzeiteffekte der Membranwerkstoffe, wie z.B. Kriechen, liegt die Fördergenauigkeit unter der von Kolbenpumpen [20].

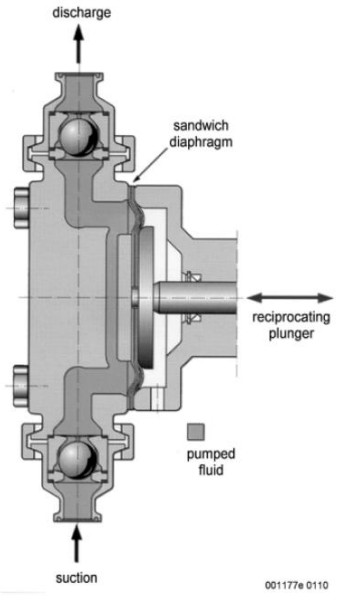


Abbildung 9: Membrankolbenpumpe mit mechanischem Membranantrieb [20]

2.6.2 Membrankolbenpumpe mit hydraulischem Membranantrieb

Um höhere Drücke und Förderströme zu bewältigen, kann ein hydraulischer Membranantrieb eingesetzt werden. Bei dieser Pumpenart trennt die zwischen den Gehäuseteilen eingespannte Membran den Bereich der Förderflüssigkeit gegen einen mit Hydraulikflüssigkeit gefüllten Bereich statisch ab. Da der Raum hinter der Membran im Gegensatz zur Membrankolbenpumpe mit mechanischem Membranantrieb mit Hydraulikflüssigkeit gefüllt ist, und daher die Membran von der Hydraulikflüssigkeit abgestützt wird, können maximale Förderströme von 100 m^3/h und Drücke von 3000 bar erreicht werden [20]. Um die zur Funktion notwendigen Details zu erläutern, wird im

Folgenden aus einer normalen Kolbenpumpe schrittweise eine funktionsfähige Membrankolbenpumpe mit hydraulischem Membranantrieb entwickelt (siehe Abbildung 10).

2.6.2.1 Schritt 1 – Kolbenpumpe ohne Membran

Schritt 1 zeigt eine normale Konstruktion einer Kolbenpumpe, mit zwei Rückschlagventilen und einem Hubkolben. Zu Beginn des Ansaugvorgangs befindet sich der Kolben an seinem oberen Totpunkt (Kolben hat die weiteste Entfernung zur Kurbelwelle) und wird in Abbildung 10 nach rechts bewegt. Dabei öffnet sich das untere Rückschlagventil, das mit dem Ansaugschlauch verbunden ist und Fluid strömt in die Kammer. Erreicht der Kolben seinen unteren Totpunkt (Kolben hat die geringste Entfernung zur Kurbelwelle) schließt sich das untere Rückschlagventil. Danach bewegt sich der Kolben wieder nach links in Richtung seines oberen Totpunkts und erhöht den Druck. Das obere Rückschlagventil wird geöffnet und das Fluid wird in die Rohrverbindung Richtung RO-Modul hinausgeschoben [20].

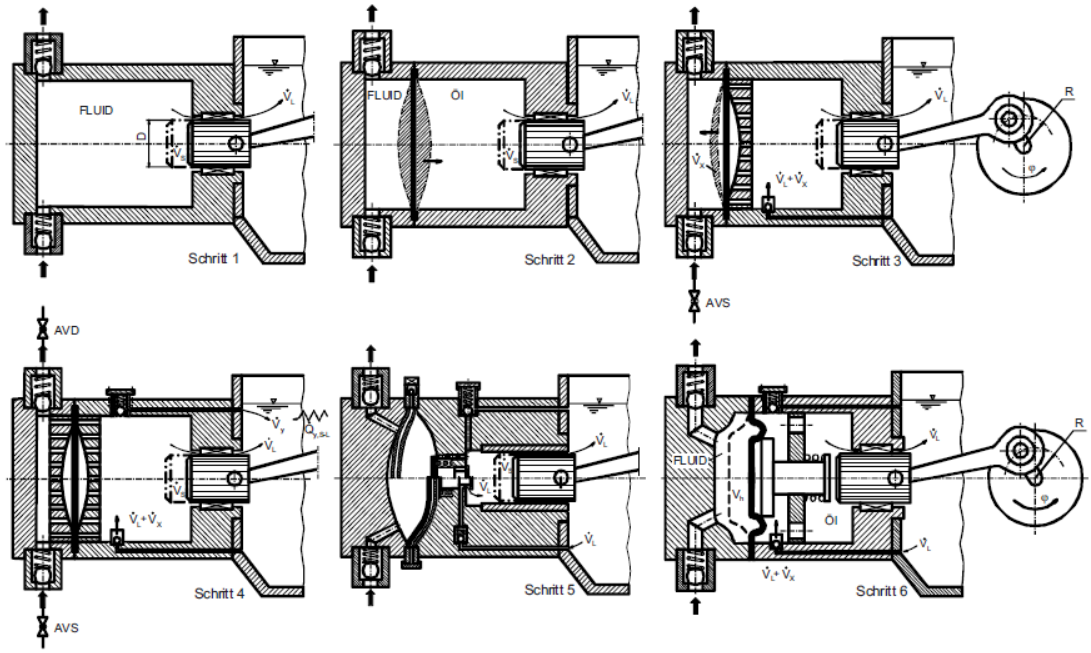


Abbildung 10: Sechs Entwicklungsschritte von einer Kolbenpumpe zu einer Membrankolbenpumpe mit hydraulischem Membranantrieb [20]

2.6.2.2 Schritt 2 – Kolbenpumpe mit vorgelagerter Membran

Um aus der Kolbenpumpe in Schritt 1 eine Membrankolbenpumpe zu erhalten, wird nun eine Membran zwischen den Gehäuseteilen eingespannt, die den Fluidraum vom Hydraulikbereich trennt. Die Bewegung des Kolbens wird dabei über das Hydrauliköl und die Membran auf das zu fördernde Fluid (Salzwasser) übertragen. Da die Membran biegeweich ist, stellt sich auf beiden Seiten der Membran annähernd derselbe Druck ein [20].

Problem: Da die dynamische Kolbendichtung nie absolut dicht ist, kommt es mit steigendem Druck zu einem steigenden Hydraulikölverlust, wodurch die Membran durch das verringerte Hydraulikölvolumen

immer weiter Richtung Kurbelwelle (rechts) ausgelenkt wird und schlussendlich überdehnt [20].

2.6.2.3 Schritt 3 – Membrankolbenpumpe mit Leckergänzungsventil

Um die Zerstörung der Membran zu verhindern wird in diesem Schritt nun eine Lochplatte eingebaut, die die maximale Auslenkung der Membran begrenzt. Die Löcher dürfen dabei aber eine vom Förderdruck, dem Membranwerkstoff und der Membrandicke abhängige Größe nicht überschreiten, um eine Perforierung der Membran an der Lochplatte zu verhindern [20].

Problem: Liegt die Membran durch den Hydraulikölverlust über die Kolbendichtung bereits an der Lochplatte an, obwohl der Ansaughub noch nicht beendet ist, kann dadurch grundsätzlich gelöstes Gas im Hydrauliköl herausgelöst werden. Das herausgelöste Gas kann dabei aufgrund seiner Kompressibilität zu Dosierschwankungen führen [20].

Um dieses Problem zu lösen wurde in Schritt 3 zusätzlich ein druckgesteuertes Leckergänzungsventil (Rückschlagventil) eingebaut, um den Hydraulikölverlust auszugleichen. Um sicherzustellen, dass keine Gasblasen herausgelöst werden, darf diese Version der Membrankolbenpumpe nicht mit Saugdrücken unter dem Dampfdruck der Hydraulikflüssigkeit arbeiten, da laut Henry-Gesetz Gasblasen schon bei minimalen Abweichungen vom Dampfdruck herausgelöst werden. Diese Version der Membrankolbenpumpe wäre allerdings schon eine funktionierende Variante, falls sichergestellt werden kann, dass die Membran die Lochplatte immer im unteren Totpunkt berührt und keine Gasblasen herausgelöst werden [20].

Problem: Kann kein Fluid angesaugt werden, da sich ein Problem im Ansaugkanal befindet, wird das Leckergänzungsventil, bei Erreichung des eingestellten Öffnungsdrucks, zweckentfremdet und Hydrauliköl angesaugt. Dies würde zu einer Zerstörung der Membran führen, da sie wegen der Überfüllung des Hydraulikraumes beim nächsten Druckhub zu weit nach links ausgelenkt werden würde [20].

2.6.2.4 Schritt 4 – Membrankolbenpumpe mit zusätzlichem Überdruckventil

Damit die Membran nicht zu weit nach links ausgelenkt werden kann, wird auch hier eine Lochplatte angebracht und die Membran quasi in einen Käfig eingesperrt [20].

Problem: Liegt die Membran bereits an der Lochplatte an und der Kolben hat noch nicht seinen oberen Totpunkt erreicht, steigt der Druck im Hydraulikraum und die Membran wird wiederum an der vorderen Lochplatte perforiert [20].

Um dieses Problem zu lösen wird ein Überdruckventil eingebaut, das das überschlüssige Hydrauliköl dem Reservoir zurückführt. Dabei wird das Überdruckventil normalerweise auf einen Öffnungsdruck 10 % über dem Förderdruck eingestellt [20].

Problem: Beim Saughub muss das fehlende Ölvolumen wieder über das Leckergänzungsventil ausgeglichen werden. Dabei können beim Ansaugen durch das Leckergänzungsventil Gasblasen entstehen, falls der Saugdruck unter dem Dampfdruck des Hydraulikfluids liegt. [20].

Daher ist es notwendig ein Entlüftungsventil einzubauen, das die entstehenden Gasblasen zu Beginn des Druckhubs an der geodätisch höchsten Stelle abführt. Um Blasenfreiheit zu garantieren, muss je

niedriger der Saugdruck ist, mehr Volumen durch das Entlüftungsventil abgeführt werden, da umso mehr Gasblasen entstehen. Natürlich kommt es dabei aber auch auf die Entlüftungsfähigkeit des Hydraulikraums an [20].

Problem: Bei kritischen Saugbedingungen spricht das Überdruckventil dauernd an, wodurch Dosierungenauigkeiten entstehen. Außerdem wird der maximale Förderdruck durch die Bohrungsdurchmesser in den Lochplatten beschränkt. Die Bohrungsdurchmesser sind daher umso kleiner zu wählen, je höher der Förderdruck ist. Um den erforderlichen Strömungsquerschnitt nicht zu unterschreiten, muss deswegen aber auch die Bohrungsanzahl steigen. Je kleiner die Bohrungsdurchmesser sind, desto eher kommt es aber zu einer Verstopfung der Bohrungen durch Partikel, die sich im geförderten Fluid befinden [20].

2.6.2.5 Schritt 5 – Membrankolbenpumpe mit Steuerventil

Die vordere Lochplatte kann entfallen, wenn eine Leckergänzung nur ermöglicht wird, wenn die Membran nahe ihrer hinteren Totlage ist. Zu diesem Zweck kann ein zentral eingebautes Steuerventil verwendet werden, dass eine Leckergänzung nur zulässt, wenn die Membran den Schieber gegen die Feder nach hinten drückt. Andernfalls ist die Verbindung zum Leckergänzungsventil geschlossen. Diese Version der Membrankolbenpumpe ist bis heute noch marktbeherrschend [20].

Problem: Die Membrankolbenpumpe ist nicht immer stillstandsicher. Wird z.B. die Saugleitung bei Betriebsstillstand nicht entleert und befindet sich die Pumpe einige Meter über dem Ansaugbehälter, so erzeugt die Flüssigkeit in der Saugleitung einen Unterdruck im Hydraulikraum. Durch den Unterdruck entsteht eine Leckageströmung über die Kolbenabdichtung in den Hydraulikraum, wodurch die Membran nach vorne wandert, ohne dass sich der Kolben bewegt. Wird die Pumpe gestartet und ein Druckhub ausgeführt, wird die Membran überdehnt [20].

2.6.2.6 Schritt 6 – Membrankolbenpumpe mit pilzförmigem Stößel

Damit die Membran nicht nach vorne wandern kann, wird sie mit einem pilzförmigen Stößel verbunden, der durch eine Feder zurückgehalten wird. Wird die Feder so stark gewählt, dass gegen Unterdruck angesaugt werden kann, so hat diese Variante der Membrankolbenpumpe die gleiche Saugfähigkeit wie eine Kolbenpumpe [20].

2.6.3 Existierende Lösungsansätze für Membrankolbenpumpen

Prinzipiell werden heutzutage drei verschiedene Membrankolbenpumpenköpfe eingesetzt, die anhand der Produkte der Firma LEWA (LEWA GmbH, Leonberg, Deutschland) erklärt werden [23].

Abbildung 11 zeigt einen Pumpenkopf mit Membranlagensteuerung. Wird ein Saughub ausgeführt, obwohl die Membran schon an dem in der Mitte liegenden Schieber anliegt, so wird dieser gegen die Federkraft nach hinten gedrückt und der Kanal zum Leckergänzungsventil wird geöffnet. Die fehlende Hydraulikflüssigkeit kann aus dem Reservoir aufgefüllt werden und es entsteht kein Unterdruck auf der Hydraulikseite. Setzt dann der Druckhub ein, bewegt sich die Membran wieder nach vorne und der

Schieber wird entlastet, wodurch der Kanal zum Leckergänzungsventil wieder verschlossen wird. Liegt die Membran vorne an, obwohl der Druckhub noch nicht fertig ausgeführt wurde, so entsteht auf der Hydraulikseite ein Überdruck, der durch das Überdruckventil abgeführt wird [20].

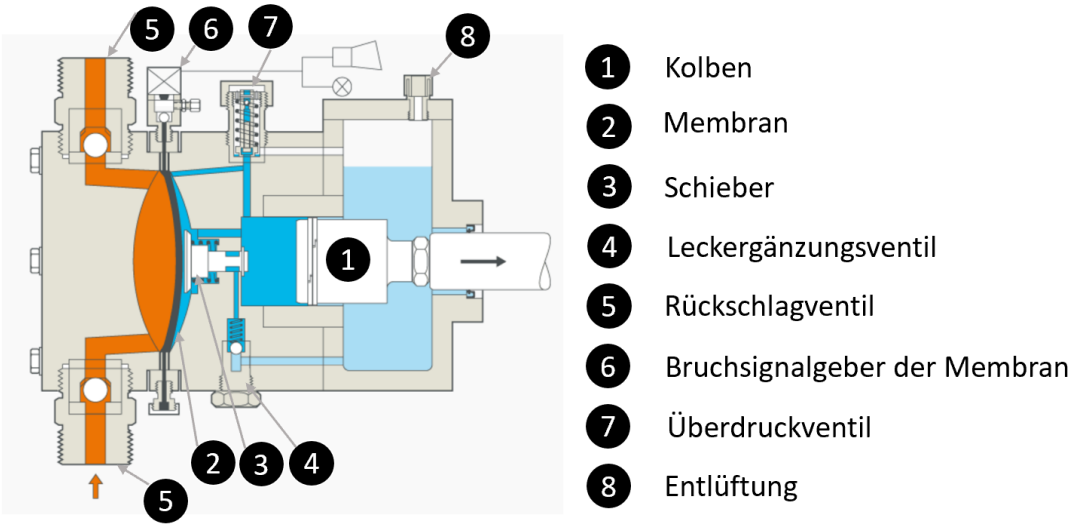


Abbildung 11: Schnittdarstellung eines LEWA Pumpenkopfs M500 [23]

Abbildung 12 zeigt einen Pumpenkopf, der für die maximale operative Verlässlichkeit ausgelegt ist. Hier ist die Membran mit einem pilzförmigen Schieber verbunden, der im Falle eines Unterdrucks auf der Fluidseite, der durch lange Standzeiten und nicht entleertem Saugschlauch entstehen könnte, die Membran durch eine Feder in ihrer Position hält. Liegt die Membran bereits hinten an, obwohl der Kolben noch nicht am Ende des Saughubes ist, so wird mithilfe eines (in der Abbildung nicht sichtbar) Leckergänzungsventils Hydraulikflüssigkeit aus dem Reservoir angesaugt, damit kein Unterdruck im Hydraulikraum entsteht. Liegt die Membran vorne an, obwohl der Druckhub noch nicht fertig ausgeführt ist, so entsteht ein Überdruck, der wieder über ein Überdruckventil abgeführt wird. Dieses übernimmt gleichzeitig auch die Entlüftung des Hydraulikraumes [20].

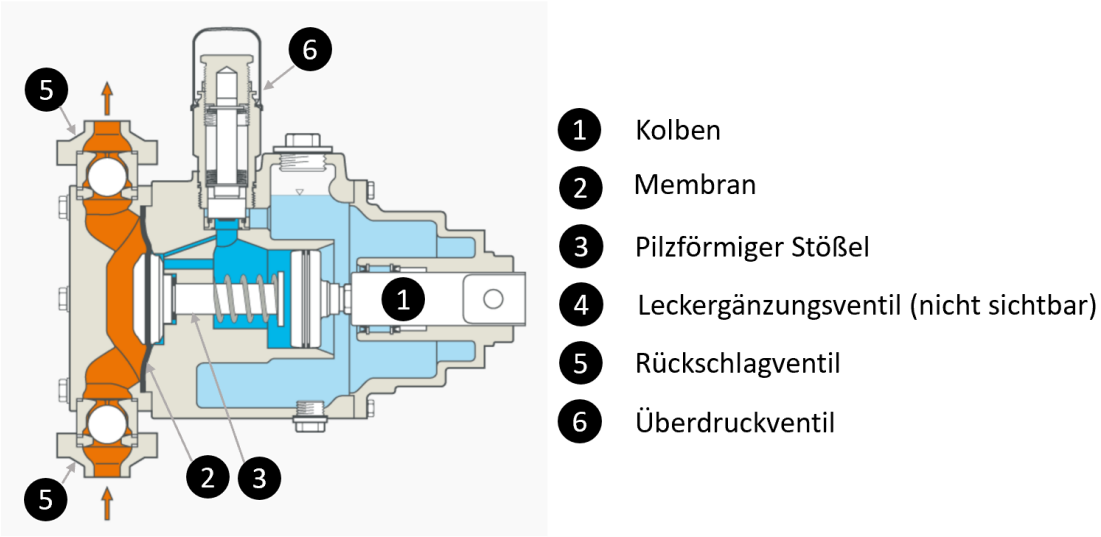


Abbildung 12: Schnittdarstellung eines LEWA Pumpenkopfs M900 [23]

Abbildung 13 zeigt einen weiteren Pumpenkopf, der besonders für hohe Drücke (bis 1200 bar) und kleine Ausbringungsmengen ausgelegt ist. Hier wird die Membran durch eine Metallmembran ersetzt, die natürlich aufgrund ihrer Eigenschaften weniger Auslenkung zulässt und somit in ihrem Durchmesser viel größer sein muss, um das gleiche Volumen zu fördern. Für den Betrieb ist wie bei den anderen Pumpenköpfen wieder ein Leckergänzungsventil und ein Überdruckventil notwendig [20].

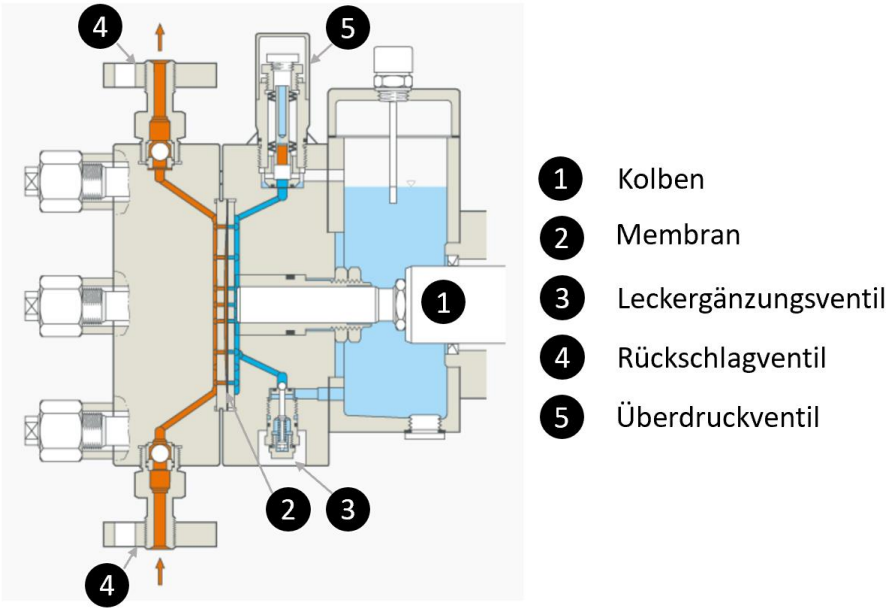


Abbildung 13: Schnittdarstellung eines LEWA Pumpenkopfs M400 [23]

2.7 Muskelbasierender Pumpenantrieb

Die zu konstruierende Membrankolbenpumpe soll mechanisch über die Beinkraft eines Fahrradfahrers angetrieben werden.

Abbildung 14 zeigt die durchschnittliche menschliche Leistung, die über Pedale aufgebracht werden kann, über die Zeit bis zur vollständigen Erschöpfung. Die Kurven geben an, ab wann ein durchschnittlicher Mensch erschöpft ist und nur nach einer Erholungsphase weiter machen könnte [24]. Aus Abbildung 14 kann entnommen werden, dass ein durchschnittlicher, gesunder Mensch eine Leistung von 0.1 HP (ca. 75 W) über eine Dauer von 8 Stunden liefern kann, bis Erschöpfung eintritt. Ein sehr trainierter Athlet kann hingegen eine Leistung von 0.4 HP (ca. 300 W) über einen Zeitraum von 8 Stunden liefern, bis Erschöpfung eintritt. Wird dies mit einem normalen, gesunden Menschen verglichen, wäre dieser bereits nach 10 Minuten erschöpft [24].

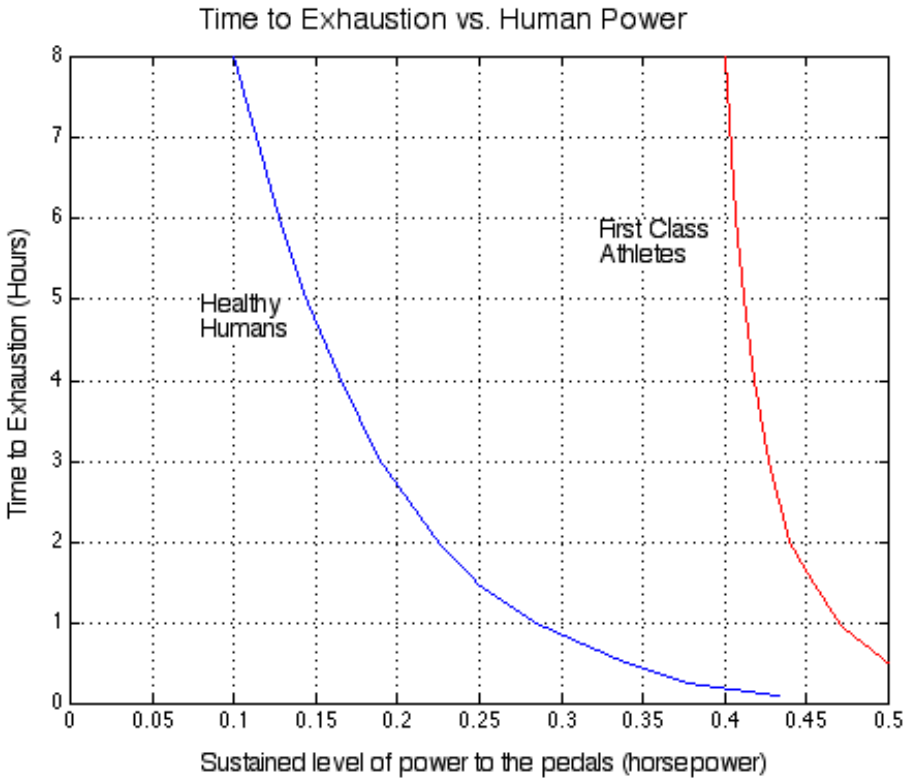


Abbildung 14: Menschliche Leistung über Zeit bis zur Erschöpfung [24]

2.8 Pedalbetriebene Systeme für die Entsalzung von Brackwasser

Die bereits existierenden pedalbetriebenen Entsalzungs- und Wasseraufbereitungsgeräte sind für die Meerwasserentsalzung ungeeignet, da die verwendeten Pumpen zu geringe Drücke (< 29 bar) für die Entsalzung von Meerwasser (3,5 % Salzgehalt) aufbauen können.

Diese Entsalzungsgeräte basieren grundsätzlich immer auf demselben System. Eine Pumpe wird über

Pedale mithilfe menschlicher Muskelkraft angetrieben. Die Übertragung der Leistung von den Pedalen auf die Pumpe wird dabei fast immer über Zahnkranz und Kette realisiert. Die Pumpe erhöht den Druck des Fördermediums (Salzwasser) und führt es mehreren in Serie geschalteten Filtern zu, unter anderem einem Umkehrosmose-Modul. Danach wird das saubere Wasser in einem Tank gespeichert.

Drake et al. [25] haben 2011 untersucht, ob es möglich ist, dass ein Mensch eine Umkehrosmoseanlage mit seiner Muskelkraft betreiben könnte, wie viel Trinkwasser sie produzieren würde und ob der Kraftaufwand gerechtfertigt wäre. Dazu wurde ein System entwickelt, das aus einem Fahrrad mit mechanischem Antrieb, einer Pumpe, verschieden feinen Filtern und einem Umkehrosmosemodul besteht. Ob das Fahrrad nur mit einem Gang ausgestattet ist, oder mehrere Gänge hat, ist prinzipiell egal. Bei einem eingängigen Fahrrad wird eine verlängerte Kette verwendet, um das Antriebsrad des Systems anzutreiben. Dabei sind allerdings ein paar Umlenkrollen notwendig, um die Kette davon abzuhalten, von den Zahnkränzen zu springen. Bei einem mehrgängigen Rad ist der Umbau einfacher, da einfach eine zweite Kette von einem der unbenutzten Zahnkränze am Hinterrad gespannt werden kann. Bei diesem System wird in einen Tank Schmutzwasser (kein Salzwasser) hinzugefügt. Dieser Tank wird dann versiegelt, um Druck über zwei Luft-Kolbenpumpen aufbauen zu können. Beide sind für einen Druck von 120 psi (ca. 8.3 bar) ausgelegt. Durch die Verwendung von zwei Pumpen wird der gewünschte Druck schneller erreicht, zum anderen kann der Druck besser gehalten werden und außerdem gibt es eine Redundanz im Fehlerfall. Um die Umkehrosmosemembran aber nicht zu überlasten wurde mithilfe eines Druckbegrenzungsventils der Druck im Tank auf 100 psi (ca. 6.9 bar) begrenzt. Durch den Druck im Tank wird das Schmutzwasser aus dem Tank gepresst und den Filtern zugeführt [25], [26]. Das geförderte Schmutzwasser passiert sodann vier Filterstufen. In der ersten Filterstufe werden alle schweren Sedimente entfernt, die größer als fünf Mikrometer sind. In der zweiten Filterstufe werden alle nicht erwünschten Farben, Gerüche und Geschmäcker gefiltert. Diese zwei Stufen vor der Umkehrosmose-Membran sind notwendig, um das Schmutzwasser von etwaigen Chemikalien und Verunreinigungen zu befreien, die ein verringertes Leben der Membran bedeuten würden. Die dritte Stufe stellt die Umkehrosmose-Membran dar und filtert alle Partikel bis 0.0001 Mikrometer heraus. Die vierte Filterstufe ist eine Wiederholung der zweiten Filterstufe und dient nur zur Verbesserung der Wasserqualität. Danach wird das gefilterte Wasser in einem Tank aufgefangen [27], [28], [25]. Ein höherer Volumenstrom bewirkt dabei eine schnellere Produktion von Trinkwasser. Ein höherer Druck ruft zum einen einen höheren Volumenstrom hervor und steigert zum anderen auch zusätzlich die Effizienz der Umkehrosmose. Die Leistung, die für das System benötigt wird, wird aus dem Druck mal dem Volumenstrom errechnet und ergibt sich in diesem Fall zu 0.02 HP (ca. 15 Watt). Da ein Mensch konstante 0.1 HP (75 Watt) für 8 Stunden ohne Erschöpfung betreiben kann und zirka 2 Liter Trinkwasser am Tag benötigt, wofür eine einzelne Person bei diesem System ca. 8 Minuten treten müsste, wäre ein menschlicher Betrieb einer Umkehrosmoseanlage durchaus möglich. Die Kosten dieses Systems belaufen sich auf ca. 500 $ [24], [25].

Andere pedalbetriebene Wasseraufbereitungsanlagen unterschieden sich häufig nur durch die Art der

zur Förderung und Druckerhöhung verwendeten Pumpe.

Jayamoorthy et al. [29] haben zum Beispiel eine Kreiselpumpe in ihrem System verwendet, erreichen aber nur relativ geringe Drücke. Während Ravi et al. [11] eine Zahnradpumpe verwendet haben, wobei sie in der Zukunft die Pumpenart wechseln wollen, um höhere Drücke für die Umkehrosmose erreichen zu können. Außerdem ist geplant ihr stationäres Model in ein fahrbares Fahrrad umzudesignen. Peramanan et al. [27] haben mittels einer Pedal-Pumpe Meerwasser gefördert und auf einen Druck von 120 psi (ca. 8 bar) verdichtet.

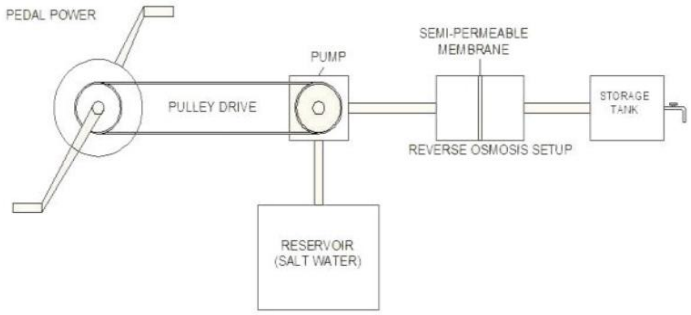


Abbildung 15: Pedalbetriebenes Wasseraufbereitungsgerät [29]

Gidwani et al. [30] haben statt dem Kettenantrieb einen Riementrieb zum Antrieb der Pumpe verwendet. Dabei wird die Leistung des Fahrradfahrers mithilfe einer Kette auf den hinteren Zahnkranz übertragen, welcher mit einer Riemenscheibe verbunden ist (siehe Abbildung 16). Der Riementrieb ist dabei zweistufig ausgeführt, um die Drehzahl zu ändern, und treibt eine Kreiselpumpe an. [30].

Abbildung 16: Pedalbetriebenes Wasseraufbereitungsgerät [30]

Kambale et al. [28] haben ihr System auch noch zusätzlich erweitert und einen Generator eingebaut, der einen Teil der aufgewendeten Muskelkraft in elektrische Energie umwandelt und in einer Batterie speichert, um auch für etwaige Stromausfälle gerüstet zu sein.

Fabian und Javier Fernandez-Han [31], [32] haben ein weiteres Konzept für die Brackwasserentsalzung entwickelt, bei dem der Vorderreifen des Fahrrads durch ein „H20-Wheel“ ersetzt wird, dessen neuer Fahrradschlauch als peristaltische Pumpe verwendet wird. Durch die Abrollbewegung des Rades beim Fahrradfahren wird das Brackwasser durch ein am Fahrradreifen befestigtes Umkehrosmose-Modul

gepumpt. Das durch Umkehrosmose entstandene Permeat wird am Vorderreifen in einem Behälter gesammelt. Das zurückbleibende Konzentrat gelangt über einen Schlauch in die „H2O-SolarStill“, einem solarbetriebenen Destillierapparat in der nachgerüsteten Windschutzscheibe des Fahrrads. Das System kann dadurch zirka 75 l/h an Trinkwasser erzeugen [31], [32].

Diese Wasseraufbereitungsanlagen haben aber alle gemeinsam, dass sie nur geringe Drücke für die Umkehrosmose erreichen. Daher sind sie für die Entsalzung von Meerwasser ungeeignet, da hierfür der osmotische Druck von Meerwasser (ca. 29 bar) überschritten werden muss. Allerdings kann sehr wohl Wasser entsalzt werden, aber nur mit einer sehr geringen Salzkonzentration, deren osmotischer Druck unter dem erzeugten Druck der Pumpe liegt. Weiters wird bei keinem dieser pedalbetriebenen Wasseraufbereitungsanlagen eine Energierückgewinnung eingesetzt, um den Kraftaufwand des Fahrradfahrers zu minimieren.

2.9 Handbetriebene Systeme für die Entsalzung von Meer- und Brackwasser

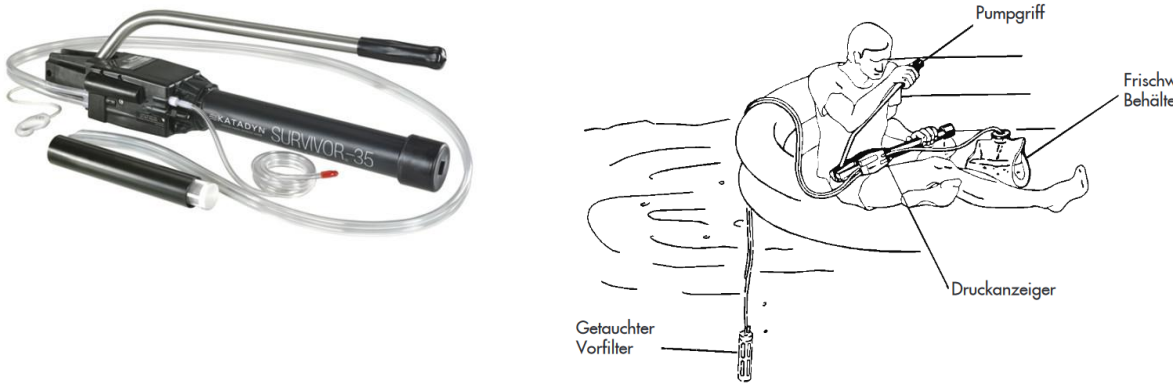


Abbildung 17: Handbetriebenes Entsalzungsgerät Katadyn [33], [34]

Eine existierende Lösung stellen zum Beispiel die mechanisch betriebenen Entsalzungsgeräte von Katadyn dar, die oft bei der Armee eingesetzt werden. Wie in Abbildung 17 gezeigt, wird der Ansaugschlauch samt Vorfilter ins Meerwasser getaucht und das Entsalzungsgerät im Schoß platziert. Mit einer Hand wird das Gerät am Membrangehäuse festgehalten, während mit der anderen Hand der Pumpgriff umschlossen wird. Um Trinkwasser zu erzeugen wird der Pumpgriff gleichmäßig zwischen den Anschlägen nach oben und unten bewegt. Ein Pumpstoß sollte eine Dauer von zirka 2 Sekunden haben. Ist ein bestimmter Druck erreicht, der für die Umkehrosmose notwendig ist, wird eine orange Fläche am Druckanzeiger sichtbar. Dies geschieht nach 1-2 Minuten. Tritt Wasser am Druckanzeiger aus, so sollte die Pumpgeschwindigkeit vermindert werden. Ist die orange Fläche nicht mehr sichtbar, muss die Pumpgeschwindigkeit wieder erhöht werden. Das Gerät ist für eine Salzkonzentration von 3.5 % ausgelegt und dient zur Erzeugung von zirka 4.5 l/h an Trinkwasser [34].

3 Umsetzung / Implementierung einer Membrankolbenpumpe

In diesem Kapitel wird die virtuelle Produktentwicklung der Membrankolbenpumpe nachvollzogen und die notwendigen Berechnungen zur Membrankolbenpumpe erläutert.

3.1 Grundsätzliche Überlegungen zur Pumpe

Die optimale Pumpenart für diesen Zweck kann über die spezifische Drehzahl (G 2.2) ermittelt werden. Beim für den Versuch vorliegenden Fahrrad KTM FunLine mit einer 24-Gang-Schaltung hat das kleinste Antriebsritzel 23 Zähne und eines von den mittleren Abtriebsritzeln 24 Zähne. Wird die Pumpendrehzahl mit 70 U/min angenommen, so ergibt sich dadurch eine Pedaldrehzahl von ca. 73 U/min, was durchaus einer Trittfrequenz eines normal sportlichen Menschen entspricht. Da eine Fördermenge von 100 l/h mit einem Druck von ca. 55 bar erzeugt werden soll, ergibt sich folgende Gleichung. Wobei näherungsweise angenommen werden kann, dass 1 bar einer Förderhöhe von 10 m entspricht.

Förderhöhe $H := 550 \cdot m$ näherungsweise $H_q := 1 \cdot m$

Volumenstrom $Q := 100 \frac{l}{hr} = 2.778 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$ $Q_q := 1 \cdot \frac{m^3}{s}$

Drehzahl $n := 70 \cdot \frac{1}{min}$

spezifische Drehzahl $n_q := n \cdot \sqrt{\frac{\frac{Q}{Q_q}}{\sqrt{\left(\frac{H}{H_q}\right)^3}}} = 3.248 \times 10^{-3} \frac{1}{min}$

Mithilfe der errechneten spezifischen Drehzahl kann nun in Abbildung 8 die optimale Pumpenart und deren Pumpenwirkungsgrad ablesen werden. In diesem Fall kommt nur eine Hubkolbenpumpe in Frage. Salzwasser ist ein aggressives Medium, das den Einsatz bestimmter Materialien erfordert. Andernfalls würden die mechanischen Bauteile schnell zu oxidieren beginnen und ihre Funktionsfähigkeit verlieren. Daher ist es sinnvoll die mechanischen Komponenten in einer Hydraulikflüssigkeit laufen zu lassen und vom Salzwasserbereich strikt zu trennen. Dies führte zur Entwicklung einer Membrankolbenpumpe, bei der der Salzwasserbereich durch eine Membran vom Hydraulikbereich getrennt ist. Dies erfüllt auch gleichzeitig eine andere geforderte Eigenschaft der Pumpe, nämlich dass das Salzwasser nicht mit dem zur Schmierung notwendigen Öl in Kontakt kommen kann. Um eine Gesundheitsgefährdung zu verhindern, falls es doch einmal zum Riss der Membran kommt, wird als Hydraulikflüssigkeit Polyethylenglykol (PEG 400) eingesetzt.

PEG 400 ist eine farblose, viskose Flüssigkeit, die eine geringe Toxizität aufweist und daher oft in der

Pharmaindustrie eingesetzt wird. Es besitzt eine Erstarrungstemperatur von 4-8 °C und ist mit Wasser mischbar [35].

Um die Anzahl der Kolben festzulegen, wird Abbildung 18 näher betrachtet. Sie zeigt die Pulsationen des Volumenstroms bei verschiedenen Anzahlen i an Pumpenköpfen. Bei einem Pumpenkopf (i=1) wird während des Saughubes nichts gefördert, während beim Druckhub eine große Fördermenge ausgestoßen wird. Dies ergibt eine große Pulsation des Volumenstroms. Werden hingegen zwei Pumpenköpfe (i=2) verwendet und der Kurbelwinkel genau um 180° versetzt, so befindet sich immer ein Pumpenkopf im Druckhub und stößt Förderflüssigkeit aus.

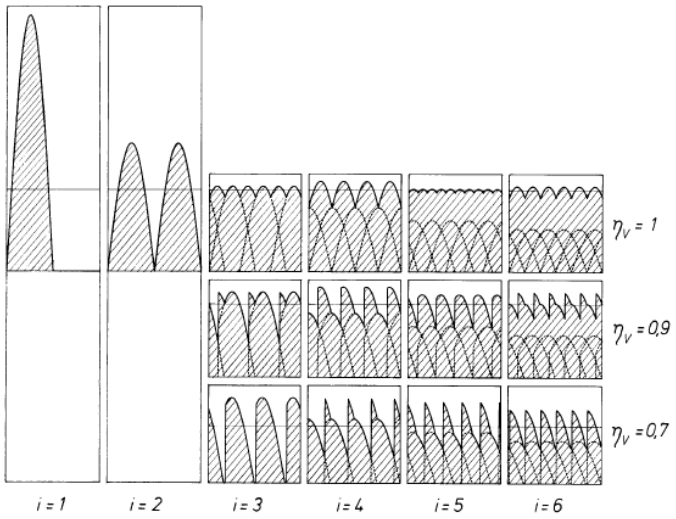


Abbildung 18: Restpulsationen des Volumenstroms bei unterschiedlicher Anzahl an Pumpenköpfen i und volumetrischen Wirkungsgraden η_v [20]

Da sich die Fördermengen der einzelnen Pumpenköpfe aufsummieren, muss die Fördermenge der einzelnen Pumpenköpfe herabgesetzt werden, um die gleiche Gesamtfördermenge zu produzieren. Je mehr Pumpenköpfe eingesetzt werden, desto geringer wird die Restpulsation des Volumenstroms. Um einen hohen volumetrischen Nutzungsgrad zu erreichen, müssen diese aber immer um einen bestimmten Kurbelwinkel versetzt angeordnet werden [20]. Die gleichen Kurven ergeben sich auch für den aufzubringenden Leistungsbedarf. Bei einem Pumpenkopf (i=1) ist während des Druckhubs eine große Leistung aufzubringen, während beim Saughub die Pedale des Fahrrades nahezu keinen Widerstand aufweisen werden. Werden hingegen zwei Pumpenköpfe verwendet (i=2), so verringert sich die maximal aufzubringende Leistung auf die Pedale während eines Druckhubes. Es ist jedoch zu beachten, dass die Gesamtleistung der Pumpe gleich bleibt. Bei zwei Pumpenköpfen kann es aber noch immer passieren, dass die Pedale an einer bestimmten Position nahezu keinen Widerstand aufweisen werden. Je mehr Pumpenköpfe verwendet werden, desto gleichmäßiger wird der Leistungsbedarf an den Pedalen, allerdings erhöht sich auch zunehmend die Komplexität des Systems. Deshalb fiel die Entscheidung auf eine Membrankolbenpumpe mit zwei Kolben.

Um die aufzubringende Leistung des Benutzers zu reduzieren, wurde entschieden zusätzlich ein System für die Leistungsrückgewinnung einzubauen. Da das ganze System rein mechanisch arbeiten soll, lag es

daher nahe, den noch immer unter Druck stehenden Retentatstrom zurück zur Pumpe zu leiten, um dort zwei weitere Kolben (Rückgewinnungskolben) anzutreiben um so den Leistungsaufwand für den Benutzer zu reduzieren.

Für die Anordnung der Kolben wurde das Prinzip eines V-180°-Motors genutzt, um die Länge der Kurbelwelle klein zu halten. Im Gegensatz zum Boxermotor, sind hier jeweils zwei Pleuel auf demselben Hubzapfen angeordnet (siehe Abbildung 19). Die V-180°-Anordnung ist in diesem Fall besonders geeignet, da sich der Hauptkolben im Druckhub befindet, der Leistungszufuhr benötigt, wenn sich der gegenüberliegende Rückgewinnungskolben gerade im Saughub befindet, der eine Leistungszufuhr bewirkt.

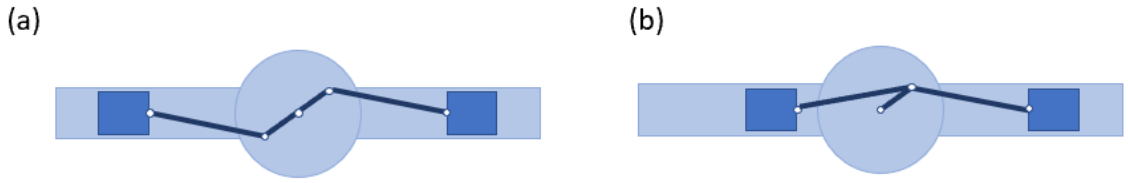


Abbildung 19: Skizze eines Boxermotors (a) und V-180°-Motors (b)

Daher ergab sich zusammenfassend folgender Aufbau der Membrankolbenpumpe: mithilfe einer mittig liegenden Kurbelwelle werden insgesamt vier Kolben gesteuert. Auf einer Seite der im V-180°-Prinzip aufgebauten Membrankolbenpumpe liegen die zwei um 180° versetzt arbeitenden Hauptkolben. Auf der anderen Seite der Kurbelwelle befinden sich die zwei, ebenfalls um 180° versetzt arbeitenden Rückgewinnungskolben.

3.1.1 Grundsätzliche Auslegung der Membrankolbenpumpe

In der folgenden Berechnung werden die einzelnen Kolbendurchmesser und der Kurbelradius festgelegt, sowie die benötigte Leistung zum Antrieb errechnet. Der Hub der Membrankolbenpumpe errechnet sich aus dem doppelten Kurbelradius der Kurbelwelle.

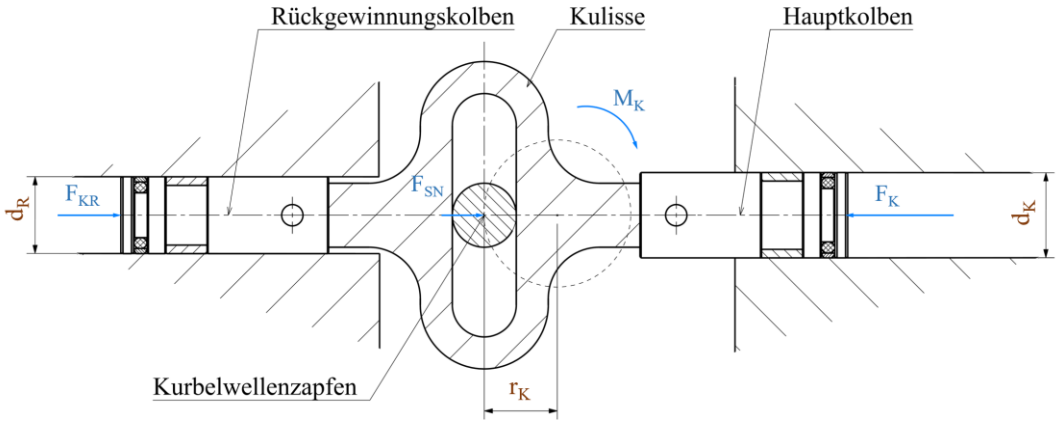


Abbildung 20: Prinzipskizze Kolbentrieb

Drehzahl an der Pumpe

$$n_k := 70 \cdot \frac{1}{min}$$

Volumsfaktor Rückgewinnung

$$v_R := 90\%$$

Kurbelradius der Kurbelwelle

$$r_k := 20mm$$

Kolbendurchmesser der Hauptkolben

$$d_K := 20mm$$

Kolbendurchmesser der Rückgewinnungskolben

$$A_K := \frac{d_K^{\,2} \cdot \pi}{4} = 314.159 \cdot mm^2$$ Fläche eines Hauptkolbens

$$V_K := A_K \cdot r_k \cdot 2 = 1.257 \times 10^4 \cdot mm^3$$ Volumen eines Hauptkolbens

$$V_R := V_K \cdot v_R = 1.131 \times 10^4 \cdot mm^3$$ Volumen eines Rückgewinnungskolbens

$$d_R := \sqrt{\frac{2 \cdot V_R}{\pi \cdot r_k}} = 18.974 \cdot mm$$ Durchmesser des Rückgewinnungskolbens

$$d_R := 19mm$$

$$A_R := \frac{d_R^{\,2} \cdot \pi}{4} = 283.529 \cdot mm^2$$ Fläche des Rückgewinnungskolbens

$$V_R := A_R \cdot r_k \cdot 2 = 1.134 \times 10^4 \cdot mm^3$$ Volumen des Rückgewinnungskolbens

$$d_R := \sqrt{\frac{2 \cdot V_R}{\pi \cdot r_k}} = 18.974 \cdot mm$$ Durchmesser des Rückgewinnungskolbens

$$d_R := 19mm$$

$$A_R := \frac{d_R^{\,2} \cdot \pi}{4} = 283.529 \cdot mm^2$$ Fläche des Rückgewinnungskolbens

$$V_R := A_R \cdot r_k \cdot 2 = 1.134 \times 10^4 \cdot mm^3$$ Volumen des Rückgewinnungskolbens

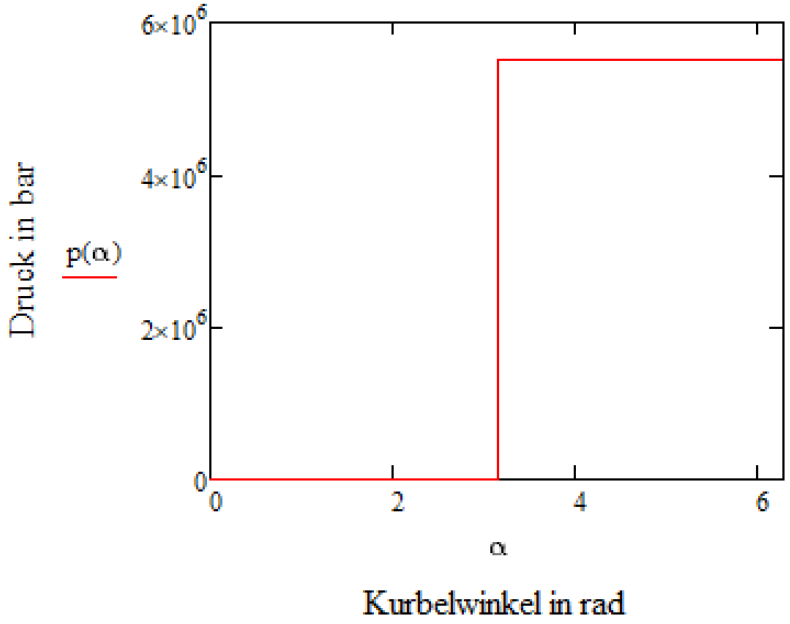
Winkelgeschwindigkeit Kurbelwelle

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n_k = 7.33 \frac{1}{s}$$

Druckverlauf über eine Kurbelwellenumdrehung

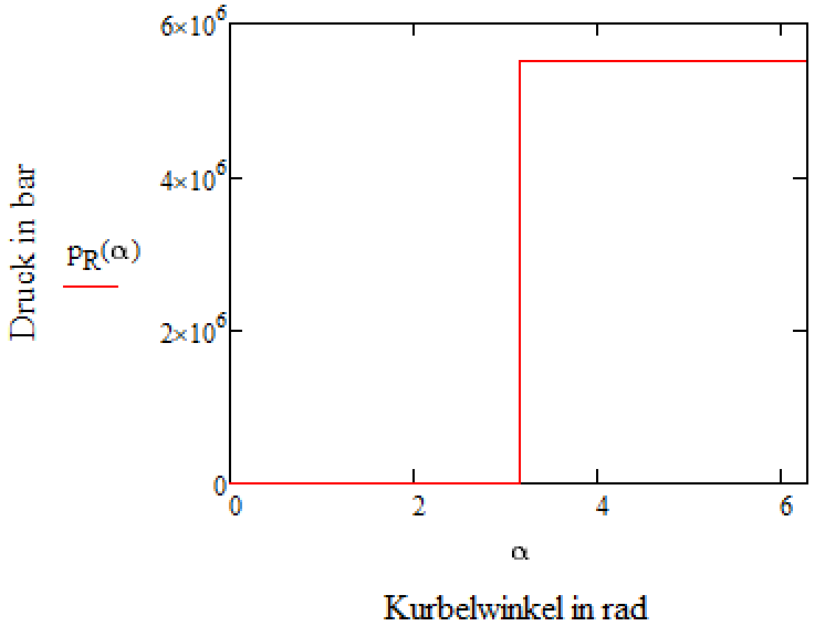
Hauptzylinder

$$p(\alpha) := \begin{cases} p_{an} & \text{if } (0 \le \alpha \le \pi) \\ p_{aus} & \text{otherwise} \end{cases}$$



Rückgewinnungszylinder

$$p_R(\alpha) := \begin{cases} p_{an} & \text{if } (0 \le \alpha \le \pi) \\ p_{aus} & \text{otherwise} \end{cases}$$

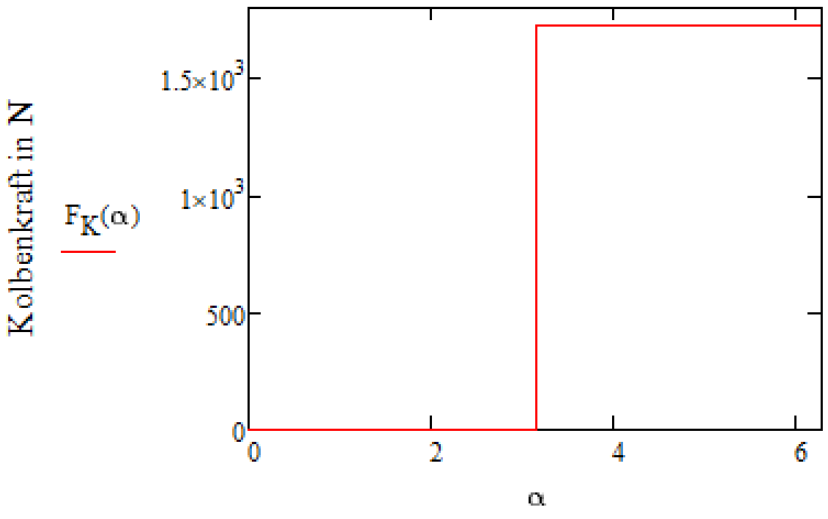


Kurbelwinkel in rad

Kolbenkraft über eine Kurbelwellenumdrehung

Hauptzylinder

$$F_K(\alpha) := A_K \cdot p(\alpha)$$

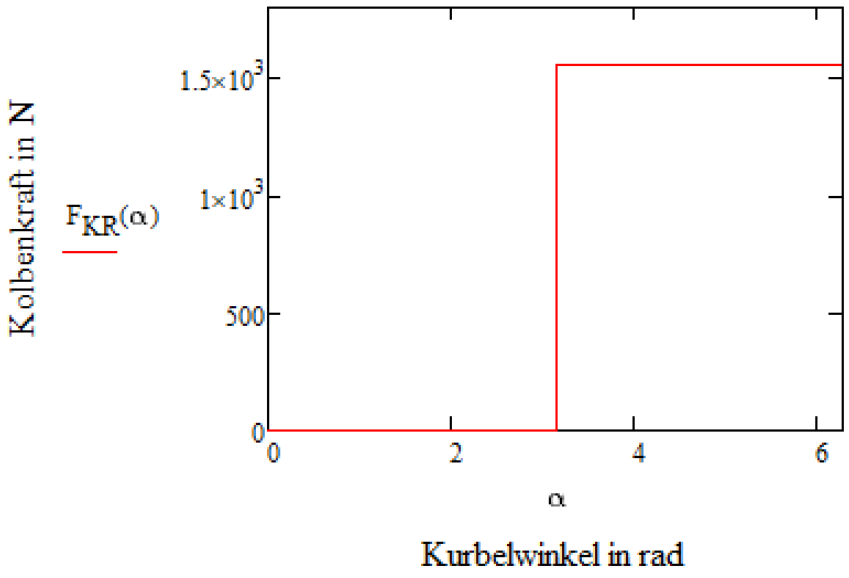


Kurbelwinkel in rad

$$F_{Kmax} := A_K \cdot p_{aus} = 1.728 \times 10^3 \text{ N}$$

Rückgewinnungszylinder

$F_{KR}(\alpha) := A_R \cdot p_R(\alpha)$

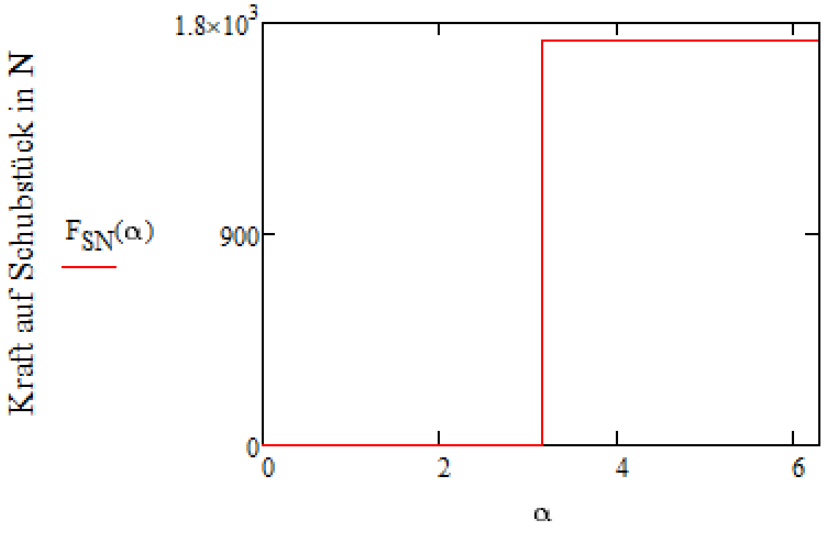


$F_{KRmax} := A_R \cdot p_{aus} = 1.559 \times 10^3 \text{ N}$

Verhalten **OHNE Rückgewinnung**

Kräfte auf Schubstück

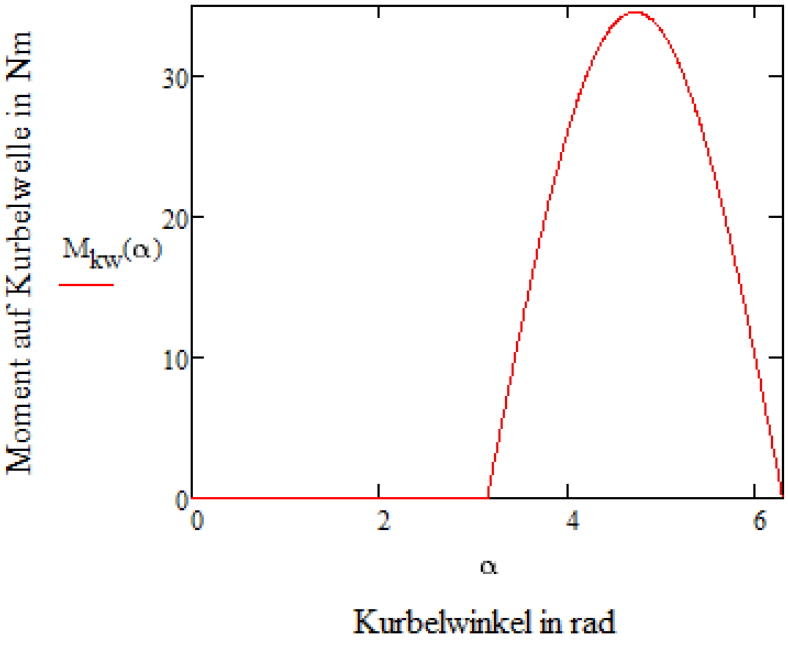
$F_{SN}(\alpha) := F_K(\alpha)$



$F_{SNmax} := F_{SN}(270°) = 1.728 \times 10^3 \text{ N}$

Moment auf Kurbelwelle

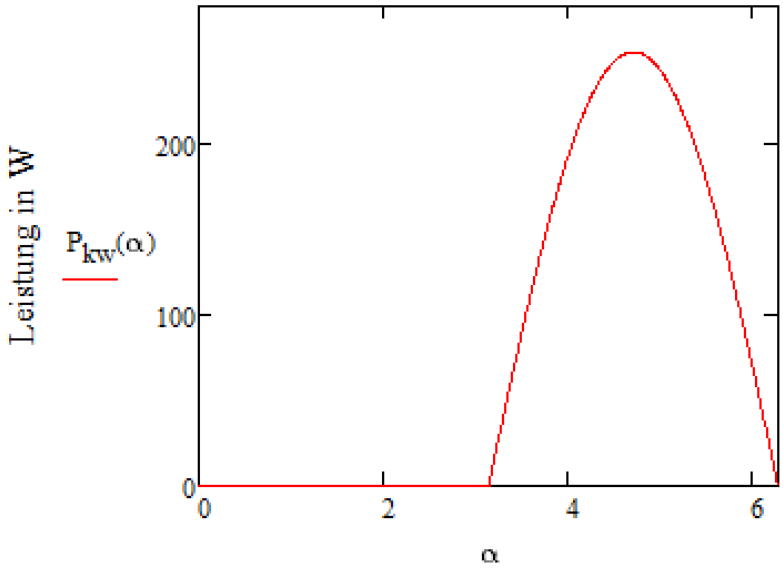
$$M_{kw}(\alpha) := \begin{cases} \left(F_{SN}(\alpha) \cdot r_k\right) & \text{if } 0 \le \alpha \le \pi \\ \left(F_{SN}(\alpha) \cdot r_k \cdot \sin(-\alpha)\right) & \text{otherwise} \end{cases}$$



$$M_{kw_max} := F_{SNmax} \cdot r_k = 34.558 \cdot N \cdot m$$

Leistung

$$P_{kw}(\alpha) := M_{kw}(\alpha) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_k$$

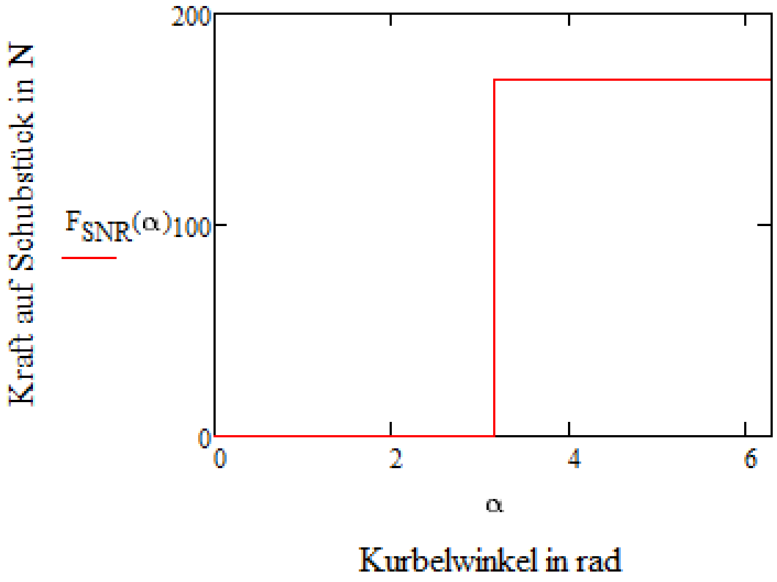


$$P_{kw_max} := M_{kw_max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_k = 253.32\,W$$

Verhalten **MIT Rückgewinnung**

Kräfte auf Schubstück

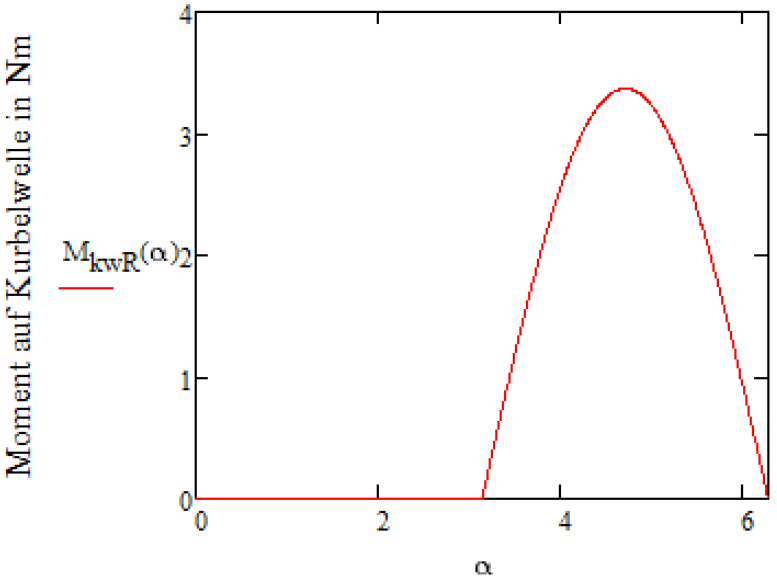
$$F_{SNR}(\alpha) := -F_{KR}(\alpha) + F_K(\alpha)$$



$$F_{SNRmax} := -F_{KRmax} + F_{Kmax} = 168.468\,N$$

Moment auf Kurbelwelle

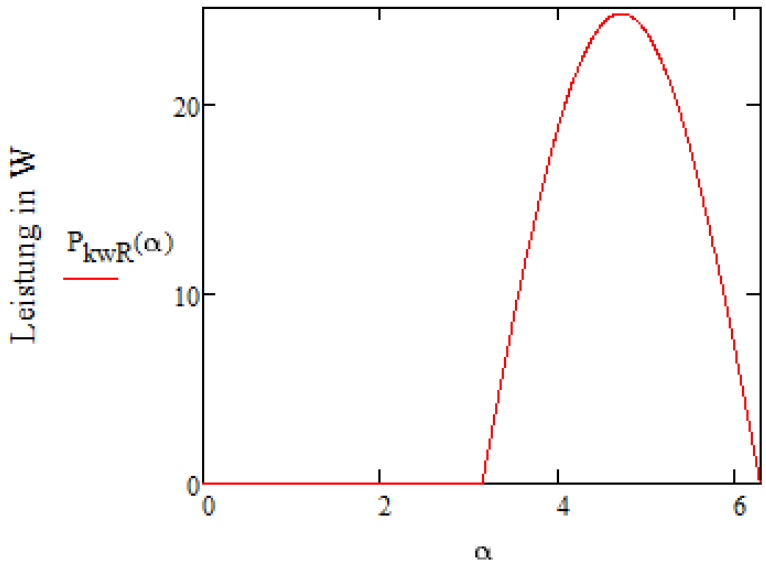
$$M_{kwR}(\alpha) := \begin{cases} \left(F_{SNR}(\alpha)\cdot r_k\right) & \text{if } 0 \le \alpha \le \pi \\ \left(F_{SNR}(\alpha)\cdot r_k \cdot \sin(-\alpha)\right) & \text{otherwise} \end{cases}$$



$$M_{kwR_max} := F_{SNRmax}\cdot r_k = 3.369\cdot N\cdot m$$

Leistung

$$P_{kwR}(\alpha) := M_{kwR}(\alpha) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_k$$



$$P_{kwR_max} := M_{kwR_max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_k = 24.699\,W$$

Die Verwendung der Rückgewinnungskolben reduziert die zum Antrieb benötigte Leistung um mehr als 90%. Der zusätzliche konstruktive Aufwand der beiden Rückgewinnungskolben ist daher gerechtfertigt.

Nachfolgend wird der durch die Membrankolbenpumpe hervorgerufene Gesamtvolumenstrom angegeben.

Volumenstrom

Pro Hauptkolben

$$Q := V_K \cdot n_k = 52.779 \cdot \frac{L}{hr}$$

Pro Rückgewinnungskolben

$$Q_r := V_R \cdot n_k = 47.633 \cdot \frac{L}{hr}$$

Gesamtvolumenstrom zur Membran

$$Q_{ges} := 2Q = 105.558 \cdot \frac{L}{hr}$$

Gesamtvolumenstrom der Rückgewinnung

$$Q_{gesR} := 2 \cdot Q_r = 95.266 \cdot \frac{L}{hr}$$

3.2 Virtuelle Produktentwicklung der Membrankolbenpumpe

Für die virtuelle Produktentwicklung der Membrankolbenpumpe wurde das CAD-Programm CATIA V5R21 verwendet. Die Hauptgruppe wurde dabei aus mehreren Unterbaugruppen aufgebaut. Abbildung 21 - Abbildung 26 zeigen die Gesamtkonstruktion der Membrankolbenpumpe.

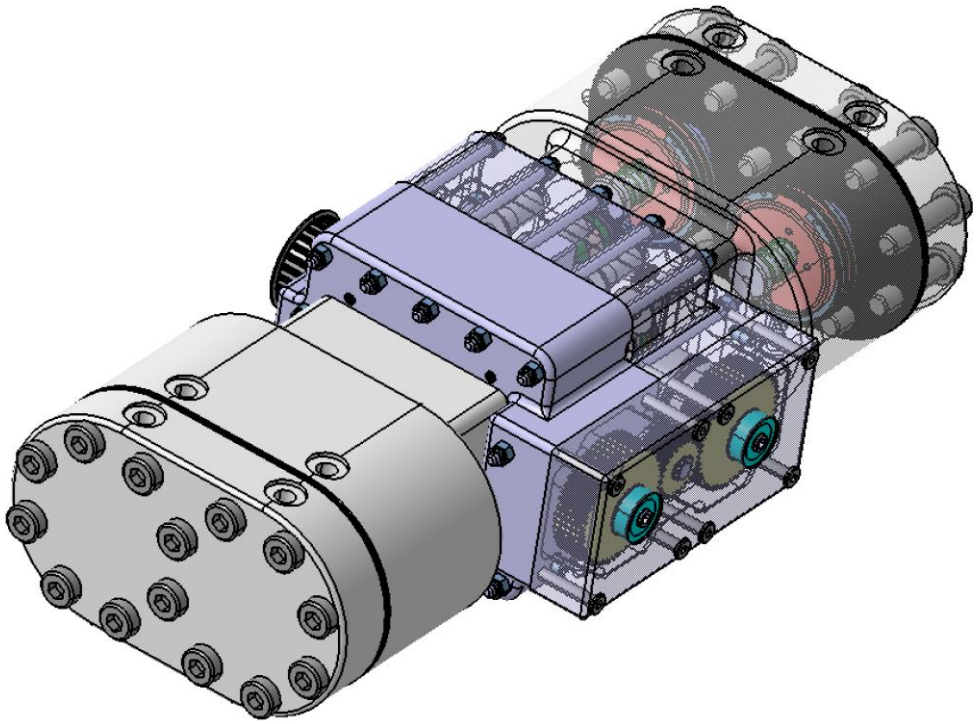


Abbildung 21: 3D-Ansicht der Membrankolbenpumpe

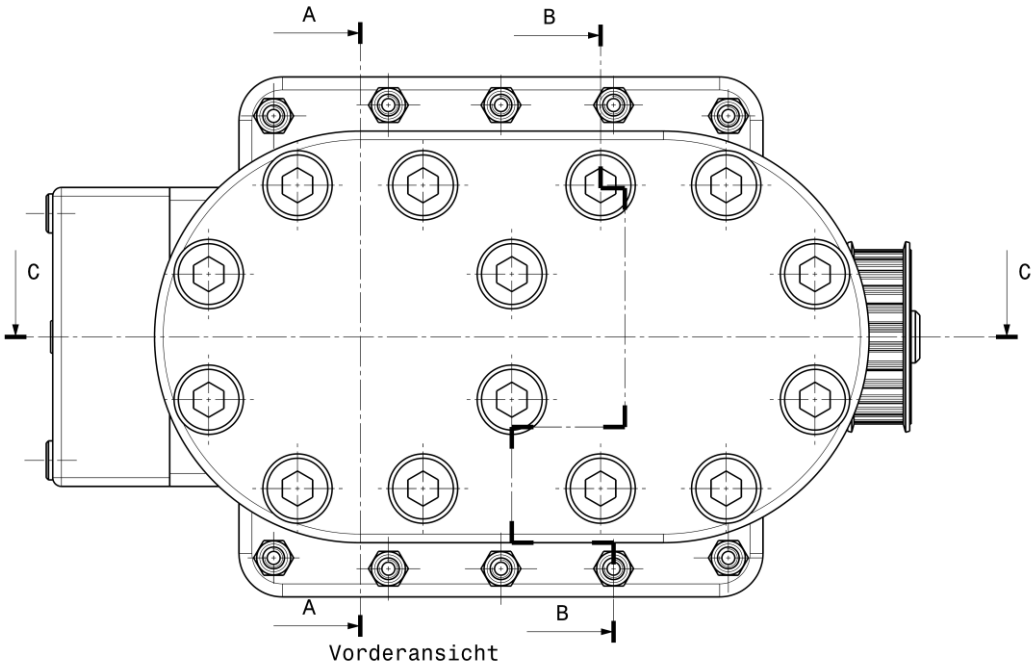


Abbildung 22: Schnittführung der Membrankolbenpumpe

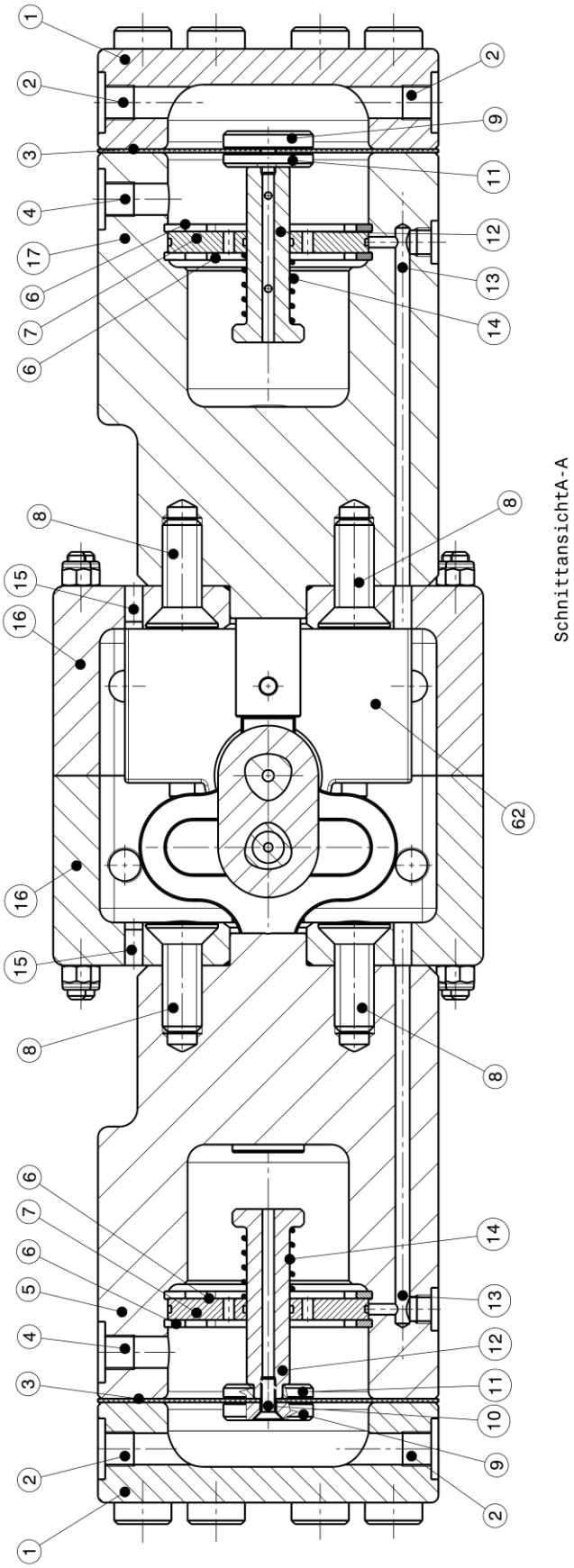


Abbildung 23: Schnittansicht A-A der Membrankolbenpumpe

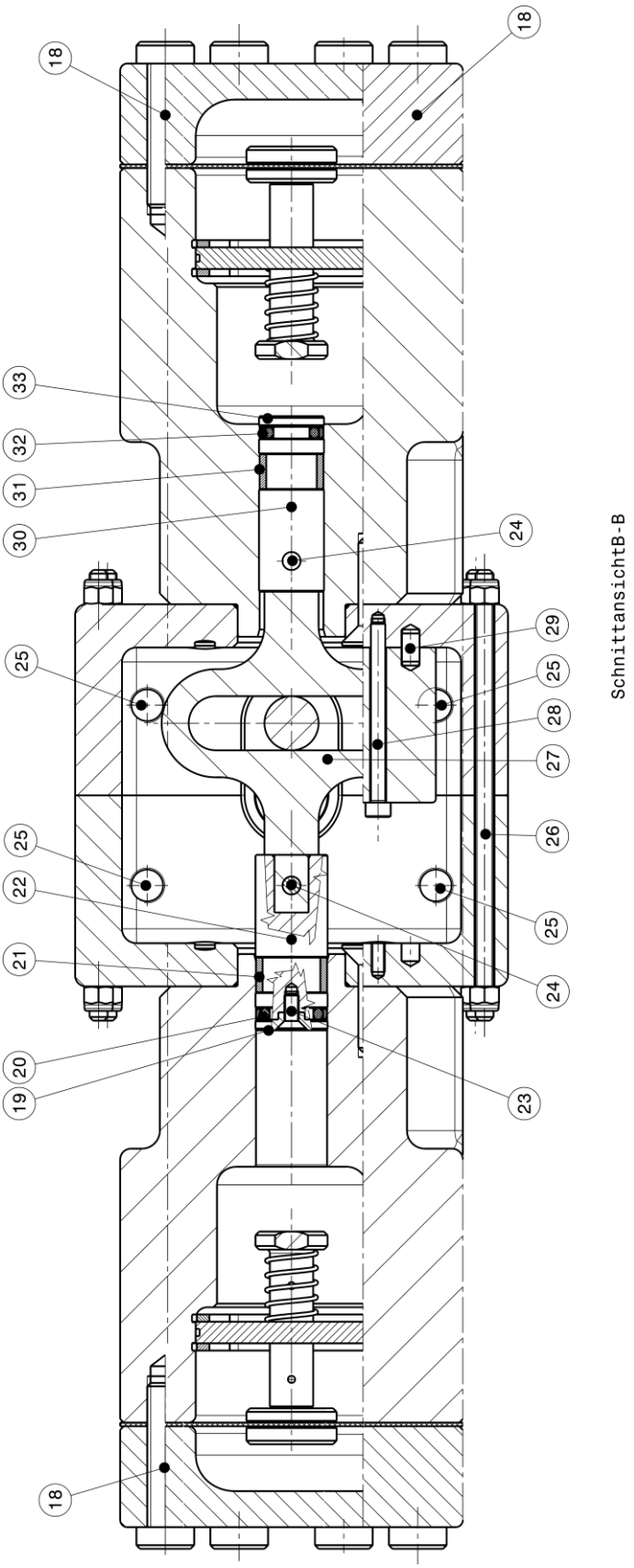


Abbildung 24: Schnittansicht B-B der Membrankolbenpumpe

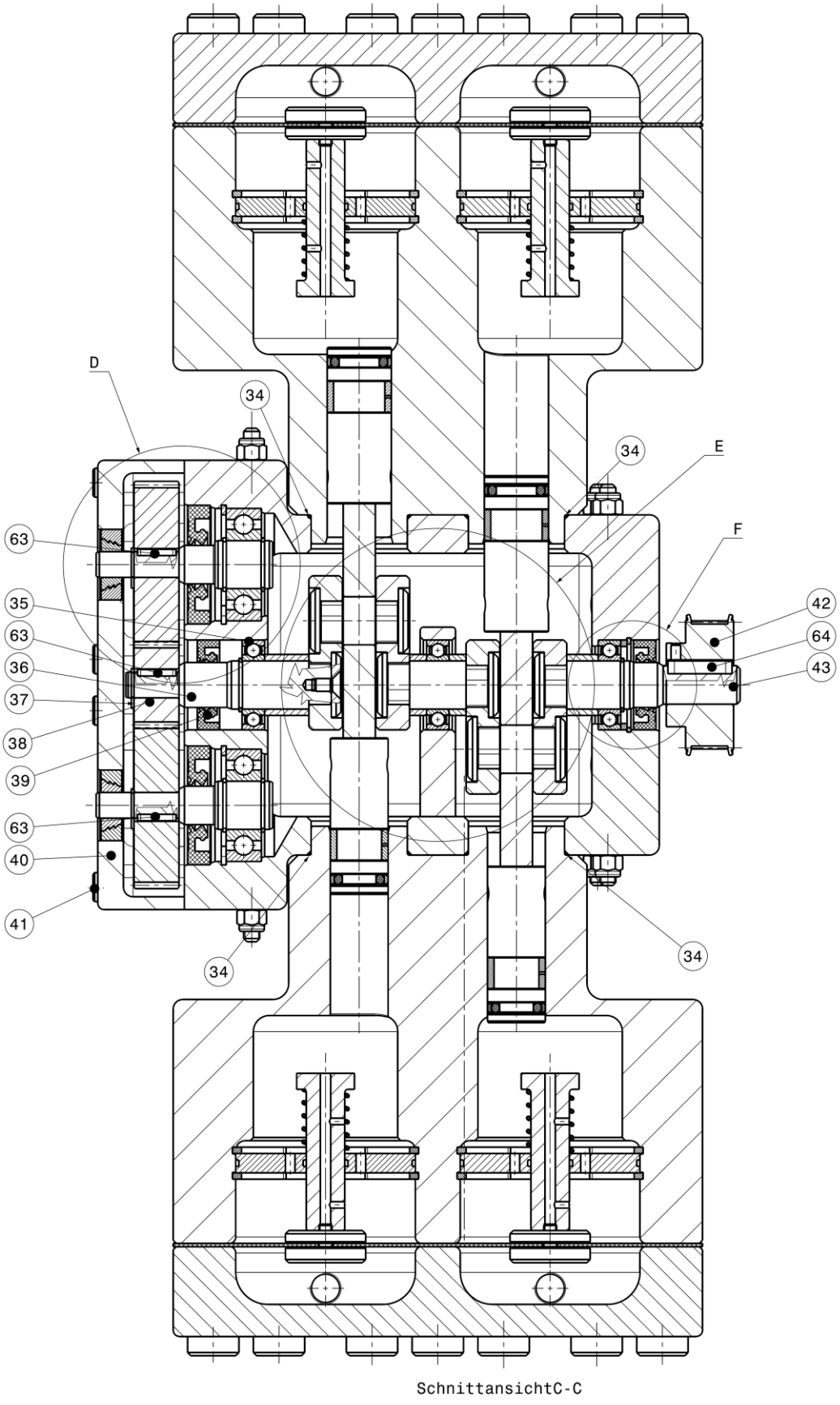


Abbildung 25: Schnittansicht C-C der Membrankolbenpumpe

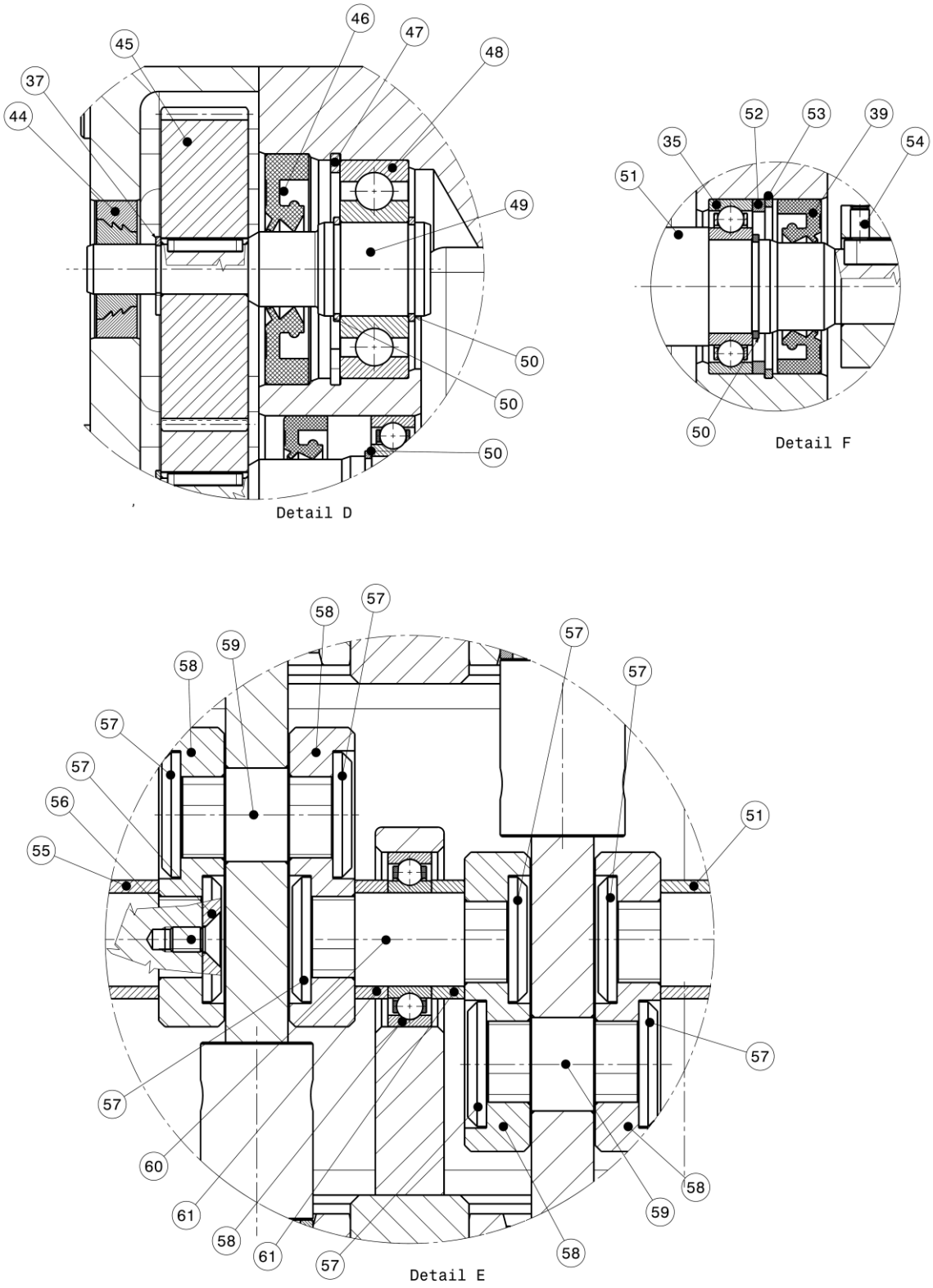


Abbildung 26: Detailansichten der Membrankolbenpumpe

Tabelle 1: Zuordnung der Teilenummern der Membrankolbenpumpe zu deren Bezeichnungen

Teilenummer	Bezeichnung
1	Zylinderkopf
2	Einlass-/Auslassbohrungen
3	Membran
4	Entlüftungsbohrung
5	Zylindergehäuse für die Hauptkolben
6	Sicherungsring DIN 472 – 56 x 2
7	Stößelführung
8	Schrauben Zylindergehäuse an Kurbelwellengehäuse
9	Stößel Front
10	Stößelschraube
11	Stößel Heck
12	Stößel Stab
13	Bohrungen für Leckergänzung
14	Feder
15	Stopfen
16	Kurbelwellengehäuse
17	Zylindergehäuse für die Rückgewinnungskolben
18	Membraneinspannungsschrauben
19	Kolbensupportring für den Hauptkolben
20	Kolbendichtung für den Hauptkolben
21	Laufbuchse für den Hauptkolben
22	Hauptkolben (20 mm)
23	Kolbenschraube
24	Kolbenbolzen
25	Bohrungen für die Kurbelgehäuseentlüftung
26	Kurbelwellengehäuseschrauben (Gewindestangen mit selbstsichernden Muttern)
27	Kulisse
28	Lagerbockschrauben
29	Zylinderstift
30	Rückgewinnungskolben (18 mm)
31	Laufbuchse für den Rückgewinnungskolben
32	Kolbendichtung für den Rückgewinnungskolben

Tabelle 2: Fortsetzung Zuordnung der Teilenummern der Membrankolbenpumpe zu deren Bezeichnungen

Teilenummer	Bezeichnung
33	Kolbensupportring für den Rückgewinnungskolben
34	O-Ring-Dichtung 30 x 1
35	Radialkugellager
36	Kurbelwellenabtrieb
37	Sicherungsring – DIN 471 8 x 0.8
38	Zahnrad 25 Zähne
39	Radialwellendichtring – DIN 3760 14 x 28 x 7
40	Zahnraddeckel
41	Zahnraddeckelschrauben
42	Zahnriemenrad AT5 - 26 Zähne
43	Kurbelwellenantrieb
44	Labyrinthdichtung
45	Zahnrad 50 Zähne
46	Radialwellendichtring – DIN 3760 12 x 37 x 7
47	Sicherungsring – DIN 472 35x1.5
48	Vierpunktlager
49	Ventilwelle
50	Sicherungsring – DIN 471 15x1
51	Hülse Außenlager 1
52	Hülse Sicherungsring
53	Sicherungsring – DIN 472 28 x 1.2
54	Madenschraube
55	Hülse Außenlager 2
56	Kurbelwellenschraube
57	Vorlegscheibe 20 mm
58	Kurbelwellenwangen
59	Kurbelwellenzapfen
60	Kurbelwellenmittelstück
61	Hülse Mittellager
62	Lagerbock
63	Passfeder – DIN 6885 A 2 x 2 x 12
64	Passfeder – DIN 6885 A 4 x 4 x 20

Nachfolgend wird im Text auf die entsprechenden Teilenummern in Tabelle 1 und Tabelle 2 referenziert.

Die Kurbelwelle wird über das darauf befestigte Zahnriemenrad (42) angetrieben. Da es sich hier um eine mehrfach gekröpfte Kurbelwelle handelt, und eine einfache Montage der Rillenkugellager (35) somit nicht möglich war, wurde die Kurbelwelle aus einzelnen Teilen zusammengesetzt aufgebaut. Um dabei eine Verdrehung der einzelnen Kurbelwellenteile zu verhindern, wurden P3G Polygonprofile nach DIN 32711 verwendet. Die axiale Sicherung der einzelnen Teile erfolgt über eine Schraubenverbindung (56).

Die rotatorische Bewegung der Kurbelwelle wurde anfangs über einen Kurbeltrieb in eine lineare Bewegung der Kolben übergeführt. Wegen der geringeren Baugröße wurde dieser Kurbeltrieb aber durch eine Kulisse (27) ersetzt.

Der mit einer axialen Bohrung versehene Stößel (12) wird benötigt, um die axiale Auslenkung der Membran (3) in beide Richtungen zu beschränken und gegebenenfalls fehlendes Hydraulikfluid aufzufüllen bzw. überflüssiges Hydraulikfluid abzuführen. Dies geschieht über zwei radiale Bohrungen am Stößel, die sich jeweils bei den maximal erlaubten Auslenkungen der Membran mit einer umlaufenden Nut am inneren Umfang der Stößelführung (7) überschneiden. Über die umlaufende Nut am inneren Umfang der Stößelführung führt eine radiale Bohrung zu einer am äußeren Umfang der Stößelführung liegenden umlaufenden Nut, die über Bohrungen (13) mit dem Kurbelwellengehäuse (16) verbunden sind. Diese Ausgleichsbohrungen sprechen also nur an, wenn die Membran eine zu große Auslenkung hat und werden im normalen Betrieb nicht verwendet. Um die Membran nach Auslenkung wieder in ihre Ausgangslage zu bringen, wird eine Feder (14) mit einer geringen Federkraft verwendet.

Am Ende der 3-fach gelagerten Kurbelwelle sitzt ein Getriebe mit der Übersetzung von 2, das die Ventilwellen (49) antreibt. Diese können mithilfe einer Innensechskantverbindung mit den beiden Taktventilen (4/2-Wege-Ventile) verbunden werden. Die Taktventile sind als Rotationsventile mit zwei um 90° versetzten, durchgängigen Nuten ausgeführt und rotieren mit der halben Kurbelwellendrehzahl. Das heißt beim Druckhub des Hauptkolbens gelangt eine Nut zur Öffnung (siehe Abbildung 27) und ermöglicht den Fluss vom Hauptkolben zum Rückgewinnungskolben (siehe Abbildung 28).

Ist der Druckhub des Hauptkolbens beendet und geht in den Saughub über, so verschließt sich diese Nut und der Fluss zum Rückgewinnungskolben ist blockiert. Jedoch öffnet sich in diesem Moment gerade die um 90° versetzte Nut, die den Abfluss vom Rückgewinnungskolben freigibt. Um keinen Überdruck im System zu generieren, wird ein Druckbegrenzungsventil verwendet. Druck und Durchflusssensoren sind hier nicht eingezeichnet.

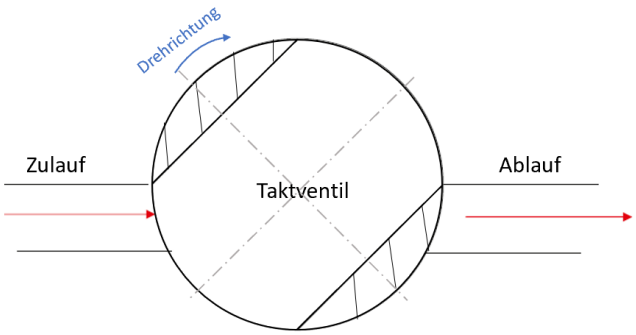


Abbildung 27: Vereinfachter Schnitt durch das Taktventil zur Erklärung des Prinzips

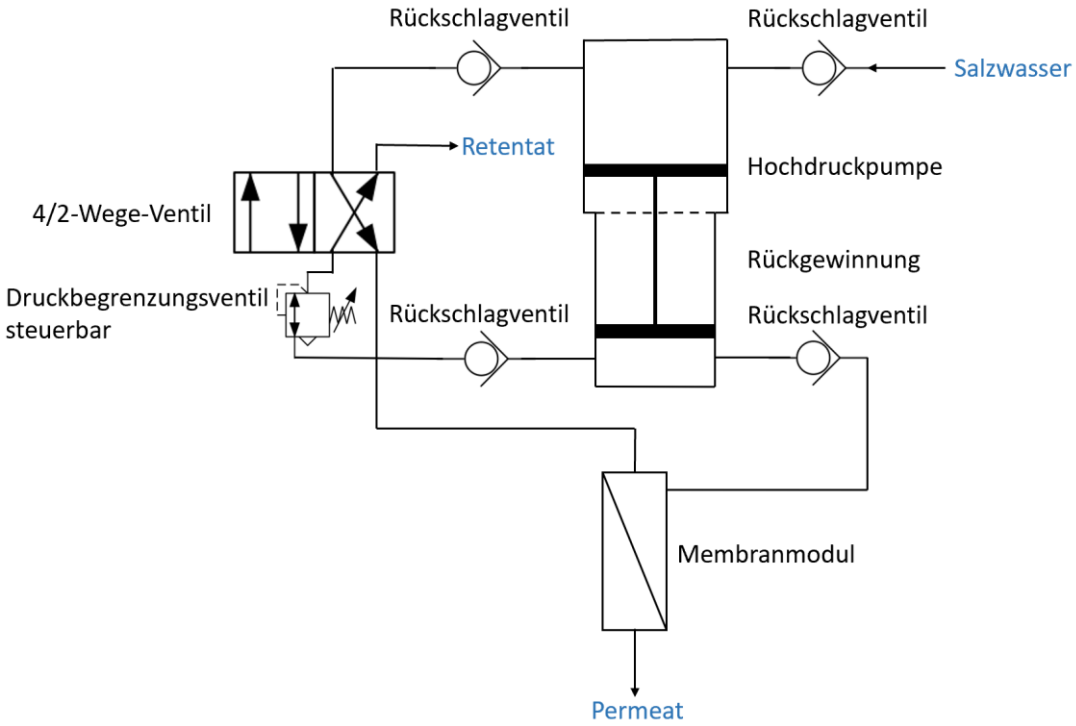


Abbildung 28: Vereinfachter Schaltplan der RO-Anlage

Zur Abdichtung der Kurbelwellengehäusehälften wird eine Flüssigdichtung verwendet. Die Abdichtung zwischen Zylindergehäuse und Kurbelwellengehäuse wird mithilfe von O-Ringen (34) realisiert und die Abdichtung zwischen Zylinderkopf und Zylindergehäuse übernimmt die eingespannte Membran (3). Die Abdichtung an der Kurbelwelle übernehmen Radialwellendichtringe (39, 46) bzw. Labyrinthdichtungen (44).

3.3 Berechnungen

Die Membrankolbenpumpe wurde für einen Druck von 60 bar ausgelegt.

3.3.1 Membran (3)

Da auf beiden Seiten der Membran der gleiche Druck herrscht, ist für die Festigkeitsberechnung der Membran nur die maximale Dehnung ausschlaggebend. Da die maximale Auslenkung der Membran 10 mm betragen soll, ergibt sich folgende Berechnung des benötigten Durchmessers der Membran.

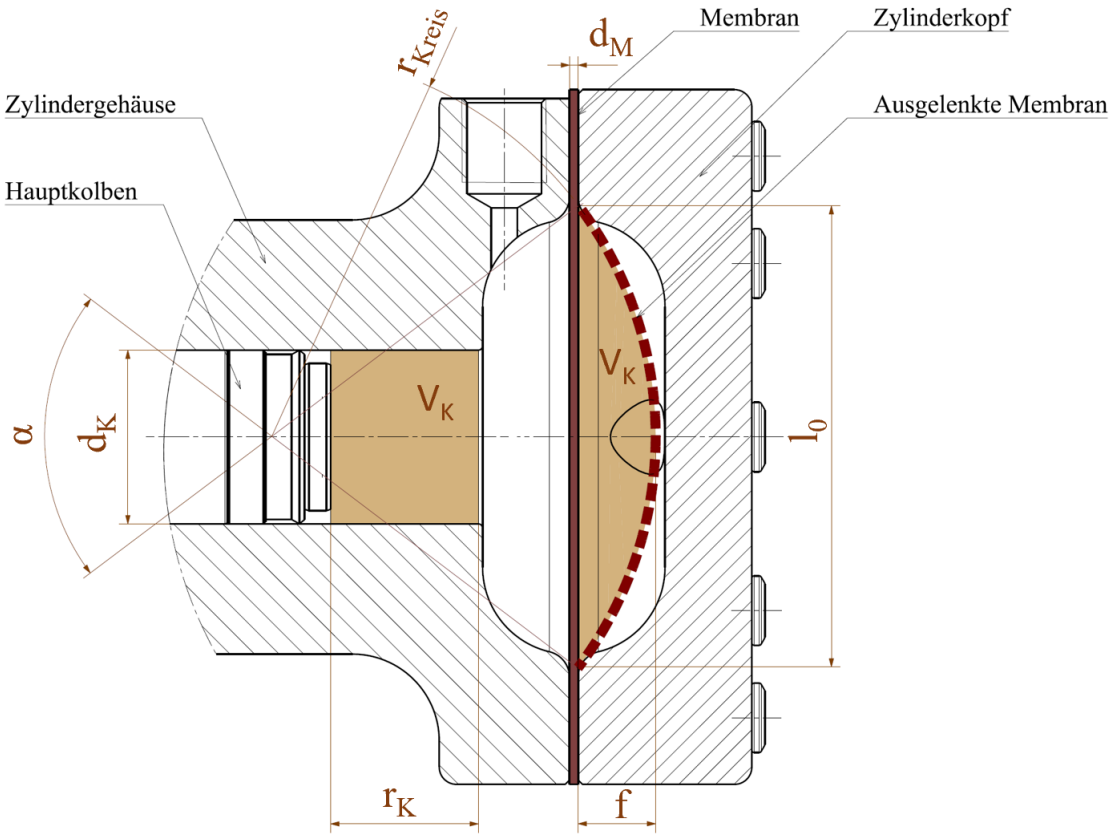


Abbildung 29: Skizze zur Berechnung der Membran

Membranberechnung

Dicke der Membran	$d_M := 1 \cdot mm$
Reissdehnung der Membran	$\delta_{zul} := 400\%$
Kolbendurchmesser	$d_K := 20mm$
Kurbelradius	$r_K := 20mm$
Volumen pro Kolbenhub	$V_K := 2r_K \cdot \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} = 1.257 \times 10^4 \cdot mm^3$

Annäherung durch Kugelsegment

$f := 10mm$ festgelegte maximale Auslenkung der Membran

$V = \frac{\pi}{6} \cdot f \cdot \left(3 r_M^2 + f^2\right)$ => umformen =>

$r_M := \sqrt{\frac{\frac{6 \cdot V_K}{\pi \cdot f} - f^2}{3}} = 27.689 \cdot mm$ benötigter Radius der Membran, um entsprechendes Volumen zu fördern

$d := 2 \cdot r_M = 55.377 \cdot mm$ benötigter Durchmesser der Membran, um entsprechendes Volumen zu fördern

$l_0 := 56mm$ ungedehnte Länge bzw. gewählter Durchmesser der Membran

$r_{Kreis} := \frac{\left(\frac{l_0}{2}\right)^2 + f^2}{2 \cdot f} = 44.2 \cdot mm$ Radius der Kugel, die das Kugelegment liefert

$\alpha := \asin\left(\frac{r_M}{r_{Kreis}}\right) \cdot 2 = 77.576 \cdot °$ Winkel des Kreisbogens

$l := r_{Kreis} \cdot \alpha = 59.845 \cdot mm$ gedehnte Länge

$\frac{l}{l_0} = 106.866 \cdot \%$ < maximale Dehnung = $\delta_{zul} = 400\,\%$

3.3.2 Kurbelwelle (36, 43, 59, 60)

Für die Auslegung der Kurbelwelle wurde das Drehmoment der Verluste M_{Vges} durch z.B. die mechanische Steuerung der Ventile und die Verluste aufgrund der Reibung der Kolbenringe mit 2 Nm abgeschätzt.

Für die Berechnung des erforderlichen Kurbelwellendurchmessers wurde die Kurbelwelle zuerst freigemacht (siehe Abbildung 30) und die auftretenden Kräfte mittels der Methode der Einflusszahlen ermittelt. Das maximale Biegemoment tritt in diesem Fall auf, wenn die Kraft F_1 maximal wird.

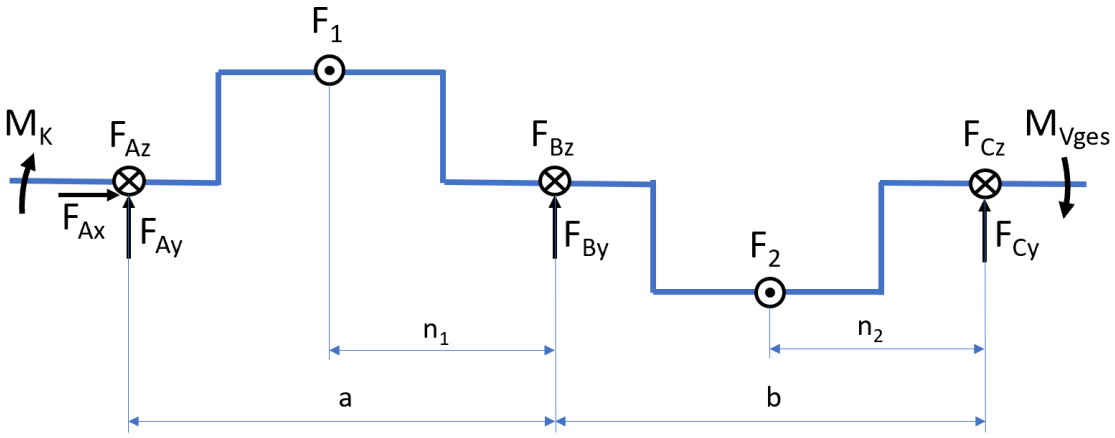


Abbildung 30: Freigemachte Kurbelwelle

Kurbelwellenberechnung

Abmessungen

$a := 53.5mm$ $n_1 := 24.5mm$ $r := 20mm$

$b := 57.5mm$ $n_2 := 33mm$

Material der Kurbelwelle X17CrNi16-2 1.4057

$\sigma_{bw} := 400 \frac{N}{mm^2}$ Biegewechselfestigkeit

$\sigma_{zw} := 320 \frac{N}{mm^2}$ Zugwechselfestigkeit

$\tau_{tw} := 240 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Torsionswechselfestigkeit

$\sigma_b := 800 \frac{N}{mm^2}$ Zugfestigkeit

$\sigma_s := 600 \frac{N}{mm^2}$ Streckgrenze

Kräfte und Momente an der Kurbelwelle

$M_k := 37.7N \cdot m$ Antriebsmoment der Kolben

$M_{Vges} := 2N \cdot m$ Verlustmomente an der Pumpe

$F_1 := 1885N$ Kraftübertragung ohne Rückgewinnung

$F_2 := 0N$

Methode der Einflusszahlen

x-Richtung:

Alle Kräfte und Momente = 0

y-Richtung:

Alle Kräfte und Momente = 0

z-Richtung:

$\alpha_{BMB} := 6.8a = 0.364 \cdot m$

$\alpha_{BF1} := \frac{3.4 \cdot n_1}{a} \cdot (a - n_1) \cdot (2 \cdot a - n_1) = 3.725 \times 10^{-3}\, m^2$

$\beta_{BMB} := 6.8b = 0.391 \cdot m$

$\beta_{BF2} := \frac{3.4}{b} \cdot n_2 \cdot (b - n_2) \cdot (b + n_2) = 4.327 \times 10^{-3}\, m^2$

$M_B := 0N \cdot m$

Given

$M_B \cdot \alpha_{BMB} + \alpha_{BF1} \cdot F_1 = -\beta_{BMB} M_B - \beta_{BF2} \cdot F_2$

$M_B := \text{Find}(M_B) = -9.303 \cdot N \cdot m$

Auflagerkräfte

$F_{Az} := \frac{M_B + F_1 \cdot n_1}{a} = 689.337 \cdot N$

$F_{Bz1} := F_1 - F_{Az} = 1.196 \times 10^{3} \cdot N$

$F_{Bz2} := \frac{F_2 \cdot n_2 - M_B}{b} = 161.791 \cdot N$

$F_{Cz} := F_2 - F_{Bz2} = -161.791 \cdot N$

=>

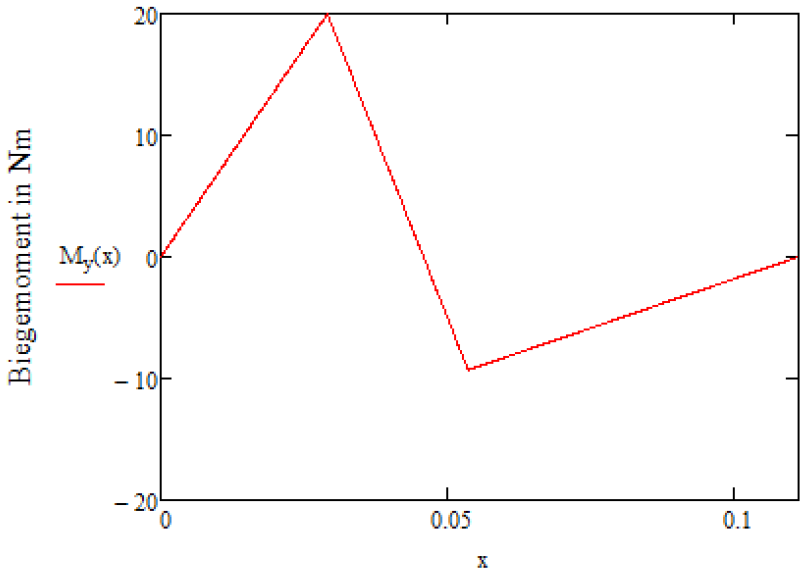
$F_{Az} = 689.337 \cdot N$

$F_{Bz} := F_{Bz1} + F_{Bz2} = 1.357 \times 10^{3} \cdot N$

$F_{Cz} = -161.791 \cdot N$

z-Richtung:

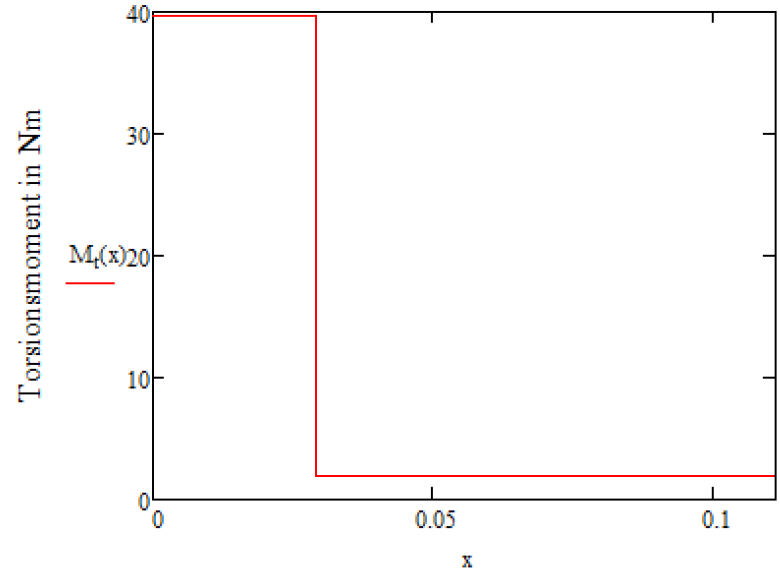
$$M_y(x) := \begin{cases} (F_{Az} \cdot x) & \text{if } 0 \le x \le a - n_1 \\ [F_{Az} \cdot x - F_1 \cdot [x - (a - n_1)]] & \text{if } a - n_1 \le x \le a \\ [F_{Az} \cdot x - F_1 \cdot [x - (a - n_1)] + F_{Bz} \cdot (x - a)] & \text{if } a \le x \le a + b - n_2 \\ [F_{Az} \cdot x - F_1 \cdot [x - (a - n_1)] + F_{Bz} \cdot (x - a) - F_2 \cdot [x - (a + b - n_2)]] & \text{if } a + b - n_2 \le x \le a + b \end{cases}$$



Kurbelwellenlänge in m

$$M_{bymax} := M_y(a - n_1) = 19.991 \cdot N \cdot m$$

$$M_t(x) := \begin{cases} M_k + M_{Vges} & \text{if } 0 \le x \le a - n_1 \\ M_k + M_{Vges} - F_1 \cdot r & \text{if } a - n_1 \le x \le a + b - n_2 \\ M_k + M_{Vges} - F_1 \cdot r - F_2 \cdot r & \text{if } a + b - n_2 \le x \le (a + b) \end{cases}$$



Kurbelwellenlänge in m

$$M_{tmax} := (M_k + M_{Vges}) \cdot 1.5 = 59.55 \cdot N \cdot m$$

Kurbelwellendurchmesser

$$a_o := \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{\sigma_{bw}}{\tau_{tw}} = 0.962$$ GEHypothese

$$d := \sqrt[6]{\frac{1}{\sigma_{bw}^{2}} \cdot \left(\frac{M_{bymax}^{2} \cdot 32^{2}}{\pi^{2}} + 3a_o^{2} \cdot \frac{16^{2} \cdot M_{tmax}^{2}}{\pi^{2}} \right)} = 11.086 \cdot mm$$

$d_{gew_kw} := 15mm$ gewählter Kurbelwellendurchmesser

Durchmesser Antrieb (muss Drehmoment übertragen können)

$$d := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{tmax}}{\pi \cdot \tau_{tw}}} = 10.811 \cdot mm$$

$d_{gew} := 12 \cdot mm$ gewählter Kurbelwellendurchmesser am Antrieb

Durchmesser Abtrieb (muss Drehmoment übertragen können)

$$d := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{Vges} \cdot 1.5}{\pi \cdot \tau_{tw}}} = 3.993 \cdot mm$$

$d_{gew_Ab} := 8 \cdot mm$ gewählter Kurbelwellendurchmesser am Antrieb

Durchmesser Zapfen

$R_{m_Z} := 560 \frac{N}{mm^2}$ Zugfestigkeit

$R_{p0.2_Z} := 490 \frac{N}{mm^2}$ Streckgrenze

$\tau_{t_Z} := 340 \frac{N}{mm^2}$ Scherfestigkeit

$\sigma_{bw_Z} := 240 \frac{N}{mm^2}$ Biegewechselfestigkeit

Lagerbronze CuSn8 R540
(Werte von GEMMEL-Metalle)

$$d := \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot \tau_{t_Z}}} = 2.657 \cdot mm$$ Abscherung

$$a_o := \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{\sigma_{bw_Z}}{\tau_{t_Z}} = 0.408$$ GEHypothese

$$d := \sqrt[6]{\frac{1}{\sigma_{bw}^{\ 2}} \cdot \left(\frac{M_{bymax}^{\ 2} \cdot 32^2}{\pi^2} + 3a_o^{\ 2} \cdot \frac{16^2 \cdot M_{tmax}^{\ 2}}{\pi^2} \right)} = 9.04 \cdot mm$$

$d_{gew_Z} := 15mm$ gewählter Zapfendurchmesser

3.3.2.1 Festigkeitsberechnung der Kurbelwelle nach DIN 743

Die Passfedernuten am Antriebs- und Abtriebsstück (36, 43) der Kurbelwelle wurden mithilfe der DIN 743 berechnet. Die Dimensionen und die Stellen der Passfedern können Abbildung 31 entnommen werden.

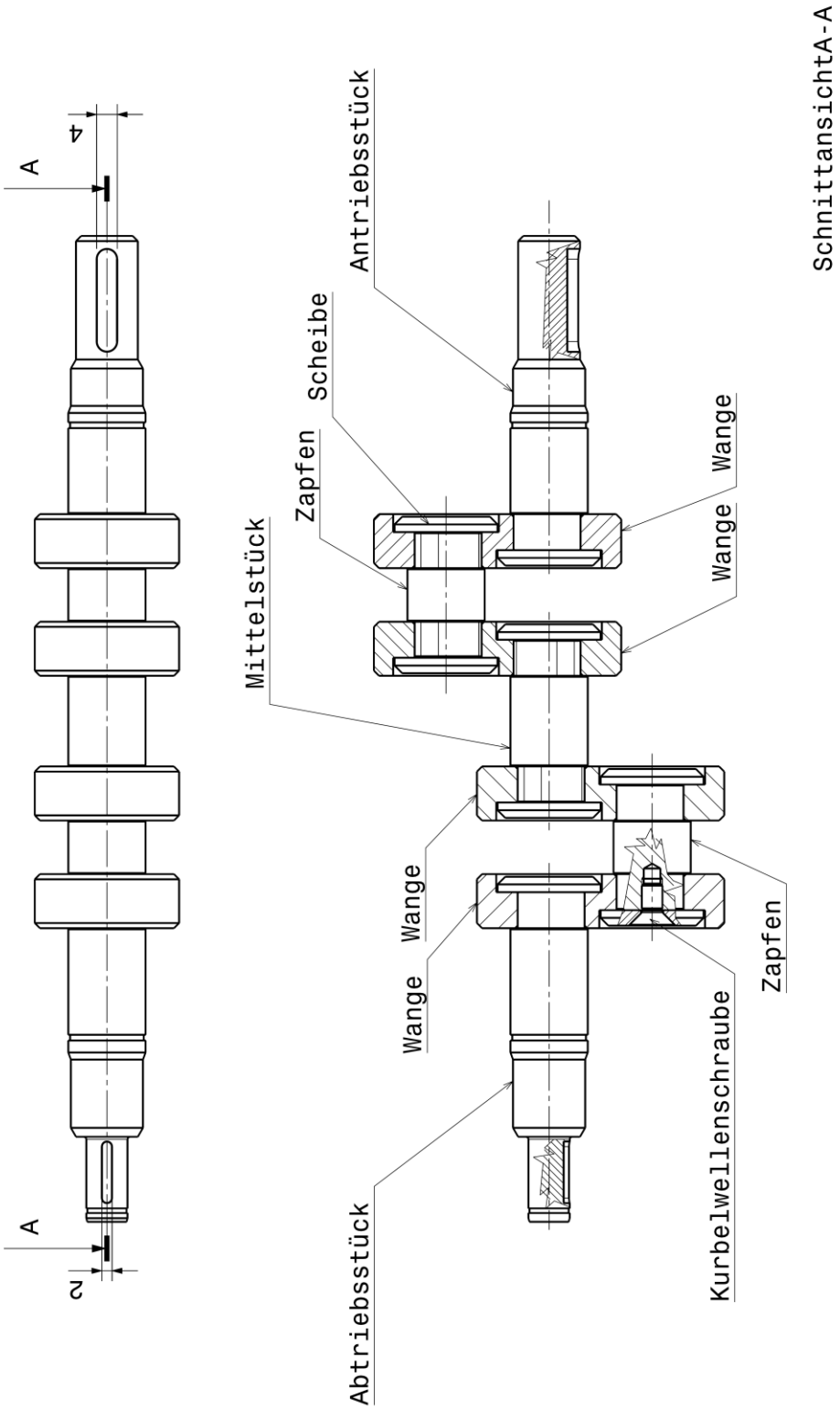


Abbildung 31: Aufbau der Kurbelwelle

DIN743: Passfeder am Antriebsstück

muss das Drehmoment übertragen können

$K_A := 1.5$ Anwendungsfaktor

$K_S := 1.2$ Auslegungsfaktor

$M_{tmax} = 59.55\,N \cdot m$ Maximales Torsionsmoment (mit K.A)

$$\tau_{t_m} := \frac{16 \cdot M_{tmax}}{2\pi \cdot d_{gew}^{3}} = 87.756 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ Torsions - Mittelspannung

$$\tau_{t_a} := \frac{16 \cdot M_{tmax}}{2\pi \cdot d_{gew}^{3}} = 87.756 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ Torsion - Spannugnsamplitude

$$\tau_{t_max} := \frac{K_S \cdot 16 \cdot \frac{M_{tmax}}{K_A}}{\pi \cdot d_{gew}^{3}} = 140.41 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ Torsion - Maximalspannung

Technologischer Größeneinflussfaktor

$K_1 := 1$ d_eff<16mm

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_2 := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{gew}}{7.5mm}\right)}{\log(20)} = 0.969$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_2 := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{gew}}{7.5mm}\right)}{\log(20)} = 0.969$$

Kerbwirkungszahlen

$$\beta_{\sigma_dbk} := 3 \cdot \left(\frac{\sigma_b \cdot K_1}{\frac{N}{mm^2} \cdot 1000}\right)^{0.38} = 2.756$$

$\beta_{\tau_dbk} := 0.56 \cdot \beta_{\sigma_dbk} + 0.1 = 1.643$

$$K_{3_\sigma_dbk} := 1 - 0.2 \cdot \log\left(\beta_{\sigma_dbk}\right) \cdot \frac{\log\left(\frac{16mm}{7.5mm}\right)}{\log(20)} = 0.978$$

$$K_{3_\tau_dbk} := 1 - 0.2 \cdot \log\left(\beta_{\tau_dbk}\right) \cdot \frac{\log\left(\frac{16mm}{7.5mm}\right)}{\log(20)} = 0.989$$

$$K_{3_\sigma_d} := 1 - 0.2 \cdot \log\left(\beta_{\sigma_dbk}\right) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{gew}}{7.5mm}\right)}{\log(20)} = 0.986$$

$$K_{3_\tau_d} := 1 - 0.2 \cdot \log\left(\beta_{\tau_dbk}\right) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{gew}}{7.5mm}\right)}{\log(20)} = 0.993$$

$$\beta_\sigma := 1.15\beta_{\sigma_dbk} \cdot \frac{K_{3_\sigma_dbk}}{K_{3_\sigma_d}} = 3.142$$ Kerbwirkungszahl bei zwei Passfedern

$$\beta_\tau := 1.15 \cdot \beta_{\tau_dbk} \cdot \frac{K_{3_\tau_dbk}}{K_{3_\tau_d}} = 1.882$$ Kerbwirkungszahl bei zwei Passfedern

Einflussfaktor der Oberflächenrauheit

$R_z := 20\mu m$ Gemittelte Rauhtiefe (R.a = 3.2µm)

$$K_{F\sigma} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_b \cdot K_1}{20 \cdot \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) = 0.828$$

$$K_{F\tau} := 0.575 \cdot K_{F\sigma} + 0.425 = 0.901$$

Einflussfaktor Oberflächenverfestigung

$K_V := 1$

Gesamteinflussfaktoren

$$K_\sigma := \left(\frac{\beta_\sigma}{K_2} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} = 3.452$$

$$K_\tau := \left(\frac{\beta_\tau}{K_2} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.053$$

Gestaltfestigkeiten

$$\sigma_{bWK} := \frac{\sigma_{bw} \cdot K_1}{K_\sigma} = 115.863 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tWK} := \frac{\tau_{tw} \cdot K_1}{K_\tau} = 116.902 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Einflussfaktoren der Mittelspannungsempfindlichkeit

$$\psi_{b\sigma K} := \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot K_1 \cdot \sigma_b - \sigma_{bWK}} = 0.078$$

$$\psi_{\tau K} := \frac{\tau_{tWK}}{2 \cdot K_1 \cdot \sigma_b - \tau_{tWK}} = 0.079$$

Vergleichsmittelspannungen

$$\sigma_{mv} := \sqrt{3\tau_{t_m}^{\,2}} = 151.998 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 87.756 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Statische Stützwirkung

$K_{2F} := 1.2$ für Torsion bei einer Vollwelle

Erhöhungsfaktor der Fließgrenze

$\gamma_F := 1$ für Torsion

Bauteilfließgrenzen

$$\sigma_{bFK} := K_1 \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_s = 720 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tFK} := \frac{K_1 \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}} = 415.692 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Fall 2

$$\frac{\tau_{mv}}{\tau_{t_a}} = 1 \quad <= \quad \frac{\tau_{tFK} - \tau_{tWK}}{\tau_{tWK} - \tau_{tFK} \cdot \psi_{\tau K}} = 3.551$$

$$=> \quad \tau_{tADK} := \frac{\tau_{tWK}}{1 + \psi_{\tau K} \cdot \frac{\tau_{mv}}{\tau_{t_a}}} = 108.361 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Spannungsamplitude der Bauteildauerfestigkeit

Sicherheit des Vermeidens von Dauerbrüchen

$$S := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\tau_{t_a}}{\tau_{tADK}}\right)^2}} = 1.235$$

>= 1.2

Sicherheit des Vermeidens bleibender Verformung

$$S := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\tau_{t_max}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} = 2.961$$

>= 1.2

DIN743: Passfeder am Abtriebsstück

muss das Drehmoment übertragen können

$K_S := 1.2$ Auslegungsfaktor

$$\tau_{t_m} := \frac{16 \cdot M_{Vges} \cdot K_A}{\pi \cdot d_{gew}^3} = 8.842 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Torsions - Mittelspannung

$$\tau_{t_a} := 0 = 0 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Torsion - Spannugnsamplitude

$$\tau_{t_max} := \frac{K_S \cdot 16 \cdot M_{Vges}}{\pi \cdot d_{gew}^3} = 7.074 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Torsion - Maximalspannung

Technologischer Größeneinflussfaktor

$K_1 := 1$ d_eff<16mm

Statische Stützwirkung

$K_{2F} := 1.2$ für Torsion bei einer Vollwelle

Erhöhungsfaktor der Fließgrenze

$\gamma_F := 1$ für Torsion

Bauteilfließgrenzen

$$\sigma_{bFK} := K_1 \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_s = 720 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tFK} := \frac{K_1 \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_s}{\sqrt{3}} = 415.692 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheit des Vermeidens bleibender Verformung

$$S := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\tau_{t_max}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} = 58.767 \qquad > 1.2$$

3.3.2.2 Polygonverbindungen

Da die Polygonverbindungen an der ersten Kurbelwellenwange (vom Antriebsstück gesehen; bei Druckhub des ersten Kolbens - maximales F_1) am höchsten beansprucht sind, werden nur diese mithilfe der Norm DIN 32711-2 nachgerechnet.

Polygonverbindung zwischen Antriebsstück und erstem Backen

$d_1 := 13mm$

$d_2 := 13.8mm$

$d_3 := 12.2mm$

Abmessungen des Polygons

$l := 6.9mm$

$e_1 := 0.4mm$

$e_2 := 0.4mm$

$R_{p0.2} := \sigma_s = 600 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Streckgrenze X17CrNi16-2

$M_t := M_{tmax} = 59.55 \cdot N \cdot m$ Torsionsmoment am Antriebs-Wellenstück

$M_b := M_y(20.2mm) = 13.925 \cdot N \cdot m$ größtes Biegemoment an der Polygonverbindung am Antriebs-Wellenstück

Torsionsspannung

$$A := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - 4 \cdot \pi \cdot e_1^2 = 130.722 \cdot mm^2$$

$$I_p := \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} - \frac{3 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot e_1^2}{4} - 6 \cdot \pi \cdot e_1^4 = 2.74 \times 10^3 \cdot mm^4$$

$$W_p := \frac{d_1 + 4 \cdot e_1}{d_1 + 8 \cdot e_1} \cdot \frac{A^4}{20 \cdot I_p \cdot d_1} = 369.437 \cdot mm^3$$

$$\tau := \frac{M_t}{W_p} = 161.191 \cdot \frac{N}{mm^2} \quad <= \quad \tau_{tw} = 240 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Biegespannung

$$W_x := \frac{1}{d_2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_1^4}{32} - \frac{3 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot e_1^2}{4} - 6 \cdot \pi \cdot e_1^4 \right) = 198.534 \cdot mm^3$$

$$\sigma_b := \frac{M_b}{W_x} = 70.137 \cdot \frac{N}{mm^2} \quad <= \quad \sigma_{bw} = 400 \frac{N}{mm^2}$$

Flächenpressung in der Verbindung

$$p := \frac{M_t}{1 \cdot \left(0.75 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot e_1 + \frac{d_1^2}{20} \right)} = 416.885 \cdot \frac{N}{mm^2} \quad <= \quad p_{zul} := 0.9 \cdot R_{p0.2} = 540 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Zugspannung in der Nabe

d.4<=35mm:

$$s := 1.44 \cdot \sqrt{\frac{M_t}{R_{p0.2} \cdot 1}} = 5.461 \cdot mm$$ kleinste Nabenwanddicke

Polygonverbindung für Zapfen

$d_1 := 13mm$

$d_2 := 13.8mm$

$d_3 := 12.2mm$ Abmessungen des Polygons

$1 := 6.9mm$

$e_1 := 0.4mm$

$e_2 := 0.4mm$

$R_{p0.2_Z} = 490 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Streckgrenze Lagerbronze CuSn8

$M_t := M_{tmax} = 59.55 \cdot N \cdot m$ Torsionsmoment am Zapfen der Welle

$M_b := M_y(23.8mm) = 16.406 \cdot N \cdot m$ größtes Biegemoment an der Polygonverbindung am Zapfen

Torsionsspannung

$$A := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - 4 \cdot \pi \cdot e_1^2 = 130.722 \cdot mm^2$$

$$I_p := \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} - \frac{3 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot e_1^2}{4} - 6 \cdot \pi \cdot e_1^4 = 2.74 \times 10^3 \cdot mm^4$$

$$W_p := \frac{d_1 + 4 \cdot e_1}{d_1 + 8 \cdot e_1} \cdot \frac{A^4}{20 \cdot I_p \cdot d_1} = 369.437 \cdot mm^3$$

$$\tau := \frac{M_t}{W_p} = 161.191 \cdot \frac{N}{mm^2} \quad <= \quad \tau_{t_Z} = 340 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Biegespannung

$$W_x := \frac{1}{d_2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_1^4}{32} - \frac{3 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot e_1^2}{4} - 6 \cdot \pi \cdot e_1^4 \right) = 198.534 \cdot mm^3$$

$$\sigma_b := \frac{M_b}{W_x} = 82.637 \cdot \frac{N}{mm^2} \quad <= \quad \sigma_{bw_Z} = 240 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Flächenpressung in der Verbindung

$$p := \frac{M_t}{1 \cdot \left(0.75 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot e_1 + \frac{d_1^2}{20} \right)} = 416.885 \cdot \frac{N}{mm^2} \quad <= \quad p_{zul} := 0.9 \cdot R_{p0.2_Z} = 441 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Zugspannung in der Nabe

$R_{p0.2} := \sigma_s = 600 \cdot \frac{N}{mm^2}$ X17CrNi16-2

d.4<=35mm:

$$s := 1.44 \cdot \sqrt{\frac{M_t}{R_{p0.2} \cdot 1}} = 5.461 \cdot mm$$ kleinste Nabenwanddicke

3.3.2.3 Sechskant Abtrieb

Weiters wurde der Sechskant am Abtrieb für die Steuerung der Taktventile berechnet.

Innensechskant Abtrieb

$SW := 4mm$ Schlüsselweite

$W_t := 0.188 \cdot (SW)^3 = 1.203 \times 10^{-8} m^3$ Torsionswiderstandsmoment

$$\tau := \frac{M_{Vges} \cdot 1.5}{W_t} = 249.335 \frac{N}{mm^2} \quad <= \quad \tau_{tSch} := 415 \frac{N}{mm^2}$$ Torsionsspannung

3.3.2.4 Passfedern (63, 64)

Die Berechnung der Passfeder erfolgt mithilfe der Norm 6892 Methode C. Die Stellen und Abmessungen der Passfedernuten sind Abbildung 31 zu entnehmen.

Passfeder Antriebsstück

$K_A := 1.5$ Anwendungsfaktor (mäßig; mäßig)

$d := d_{gew} = 12 \cdot mm$ Durchmesser der Welle am Antrieb

$M_{teq} := M_{tmax} = 59.55 \cdot N \cdot m$ Äquivalentes Torsionsmoment (K.A schon eingerechnet: mäßig; mäßig)

$b := 4mm$

$h := 4mm$

$t_1 := 2.5mm$ Passfederabmessungen

$t_2 := 1.8mm$

$r_1 := 0.16mm$

$r_2 := 0.16mm$

$l_{pF} := 20mm$

$l_{tr} := l_{pF} - b = 16 \cdot mm$ Tragende Passfederlänge

Methode C

$l_{tr} = 16 \cdot mm \quad <= \quad 1.3 \cdot d = 15.6 \cdot mm$ => darüber hinausgehende Länge leistet keinen nennenswerten Beitrag zur Torsionsmomentübertragung

$l_{tr} := 15.6 \cdot mm$

$i := 2$ Anzahl der Passfedern

$\varphi := 0.75$ Traganteil bei 2 Passfedern

$R_{emin} := 330 \frac{N}{mm^2}$ Streckgrenze Zahnriemenrad AlZnMgCu 0.5

$p_{zul} := 0.9 \cdot R_{emin} = 297 \cdot \frac{N}{mm^2}$

$M_{tzul} := p_{zul} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot \frac{d}{2} \cdot i \cdot \varphi = 62.548 \cdot N \cdot m$ Zulässiges Torsionsmoment

$>= \quad M_{teq} = 59.55 \cdot N \cdot m$

Passfeder Abtriebsstück

$K_A := 1.5$ Anwendungsfaktor (mäßig; mäßig)

$d_{gew_Ab} = 8 \cdot mm$ Durchmesser der Welle am Antrieb

$M_{teq_V} := K_A \cdot M_{Vges} = 3 \cdot N \cdot m$ Äquivalentes Torsionsmoment (K.A schon eingerechnet: mäßig; mäßig)

$b := 2mm$

$h := 2mm$

$t_1 := 1.2mm$ Passfederabmessungen

$t_2 := 1mm$

$r_1 := 0.16mm$

$r_2 := 0.16mm$

$l_{pF} := 12mm$

$l_{tr} := l_{pF} - b = 10 \cdot mm$ Tragende Passfederlänge

Methode C

$l_{tr} = 10 \cdot mm \quad <= \quad 1.3 \cdot d_{gew_Ab} = 10.4 \cdot mm$

$i := 2$ Anzahl der Passfedern

$\varphi := 0.75$ Traganteil bei 2 Passfeder

$R_{emin} := 60 \frac{N}{mm^2}$ Streckgrenze iglidur® I3

$p_{zul} := 0.9 \cdot R_{emin} = 54 \cdot \frac{N}{mm^2}$

$M_{tzul} := p_{zul} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot \frac{d}{2} \cdot i \cdot \varphi = 3.888 \cdot N \cdot m$ Zulässiges Torsionsmoment

$>= \quad M_{teq_V} = 3 \cdot N \cdot m$

3.3.3 Zahnräder für die Ventilsteuerung (38, 45)

Zahnräder

$i := 2$	Übersetzung
$\alpha := 20°$	Verzahnungswinkel
$\beta := 0°$	Schrägungswinkel
$b := 15mm$	Zahnradbreite
$m := 1mm$	Modul
$\kappa := 1.2$	Kopfhöhenänderungsfaktor

Grenzzähnezahl ergibt Abschätzung der Zähnezahl

$$z_{grenz} := \frac{2}{\sin(\alpha)^2} = 17.097 \quad => \quad z_{an} := 25 \quad => \quad z_{ab} := i \cdot z_{an} = 50$$

Ersatzzähnezahl

$$z_{n_an} := \frac{z_{an}}{\cos(\beta)^3} = 25$$

$$z_{n_ab} := \frac{z_{ab}}{\cos(\beta)^3} = 50$$

Durchmesser ergibt sich aus: m=d/z

$$d_{an} := z_{an} \cdot m = 25 \cdot mm$$

$$d_{ab} := z_{ab} \cdot m = 50 \cdot mm$$

Achsabstand Nullgetriebe

$$a_0 := \frac{m \cdot (z_{an} + z_{ab})}{2} = 37.5 \cdot mm$$

$a_v := 37.5mm$ Achsabstand

Teilkreise

$$R_{an} := \frac{m \cdot z_{an}}{2} = 12.5 \cdot mm$$

$$R_{ab} := \frac{m \cdot z_{ab}}{2} = 25 \cdot mm$$

Grundkreise

$$R_{b_an} := R_{an} \cdot \cos(\alpha) = 11.746 \cdot mm$$

$$R_{b_ab} := R_{ab} \cdot \cos(\alpha) = 23.492 \cdot mm$$

Betriebseingriffswinkel

$$\alpha_w := \operatorname{acos}\left[\frac{m \cdot (z_{an} + z_{ab})}{2 \cdot a_v} \cdot \cos(\alpha)\right] = 20 \cdot °$$

Wälzkreise

$$R_{w_an} := R_{an} \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 12.5 \cdot mm$$

$$R_{w_ab} := R_{ab} \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 25 \cdot mm \qquad a_v := R_{w_an} + R_{w_ab} = 37.5 \cdot mm$$

Summe der Profilverschiebungen

$$x_{1_2} := \left(\tan(\alpha_w) - \alpha_w - \tan(\alpha) + \alpha\right) \cdot \frac{(z_{an} + z_{ab})}{2 \cdot \tan(\alpha)} = 0$$

Aufteilung von x1 und x2

$$x_{an_min} := \kappa - \frac{z_{an} \cdot \sin(\alpha)^2}{2} = -0.262$$

$$x_{ab_min} := \kappa - \frac{z_{ab} \cdot \sin(\alpha)^2}{2} = -1.724$$

$$x_{ab} := 0$$

$$x_{an} := x_{1_2} - x_{ab} = 0$$

Kopf- und Fußkreise

$$R_{f_an} := m \cdot \left(\frac{z_{an}}{2} - 1.2 + x_{an}\right) = 11.3 \cdot mm$$

$$R_{f_ab} := m \cdot \left(\frac{z_{ab}}{2} - 1.2 + x_{ab}\right) = 23.8 \cdot mm$$

$$R_{a_an} := a_v - R_{f_ab} - 0.2 \cdot m = 13.5 \cdot mm$$

$$R_{a_ab} := a_v - R_{f_an} - 0.2 \cdot m = 26 \cdot mm$$

Kontrolle auf Spitzwerden (nur für Ritzel notwendig, da xan>xab und zan<zab)

$$inv_\gamma := \frac{\pi}{2 \cdot z_{an}} + \frac{2 \cdot x_{an}}{z_{an}} \cdot \tan(\alpha) + \tan(\alpha) - \alpha = 0.078$$

$$\gamma := 33.6°$$

$$R_{a_max} := \frac{R_{b_an}}{\cos(\gamma)} = 14.102 \cdot mm \quad > R.a_an \Rightarrow \text{kein Spitzwerden der Zähne}$$

Kontrolle der Überdeckung

$$e_{an} := \sqrt{R_{a_an}^{\,2} - R_{b_an}^{\,2}} = 6.654 \cdot mm$$

$$e_{ab} := \sqrt{R_{a_ab}^{\,2} - R_{b_ab}^{\,2}} = 11.141 \cdot mm$$

$$e_a := \left(R_{w_an} + R_{w_ab}\right) \cdot \sin\left(\alpha_w\right) = 12.826 \cdot mm$$

$$e := e_{an} + e_{ab} - e_a = 4.969 \cdot mm$$

$$p := m \cdot \pi = 3.142\,mm$$

$$\varepsilon_\alpha := \frac{\sqrt{R_{a_an}^{\,2} - R_{b_an}^{\,2}} + \sqrt{R_{a_ab}^{\,2} - R_{b_ab}^{\,2}} - \left(R_{b_an} + R_{b_ab}\right) \cdot \tan(\alpha)}{p \cdot \cos(\alpha)} = 1.683 \quad > 1$$

Für die Berechnung der Lebensdauer der Zahnräder aus iglidur® wurde der Lebensdauerrechner des Herstellers igus verwendet. Es ergab sich für das Ritzel eine Lebensdauer von 946 Stunden, welches bei einstündiger Benutzung am Tag einer Lebensdauer von ca. 2,5 Jahren entspricht. Für das Großrad ergab sich eine ca. fünffache Lebensdauer des Ritzels (siehe Kapitel 6.4).

3.3.4 Kulisse (27)

Zur Berechnung der Kulisse wurde das Finite-Elemente-Plugin von CATIA verwendet. Dazu wurde an der Kolbenbolzenlagerung an einem Ende der Kulisse ein Flächenloslager eingefügt und auf dem anderen Ende der Kulisse die Verschiebungen in x- und y-Richtung gesperrt, sowie eine Lagerkraft von 1701 N aufgebracht. Diese Lagerkraft entspricht der maximal auftretenden Lagerkraft am Rückgewinnungskolben, bei einem Druck von 60 bar. Der kritische Lastfall der Kulisse besteht, wenn der Kurbelwellenzapfen, der sich in der Kulisse bewegt, am oberen oder unteren Wendepunkt befindet. Daher wurde dort eine wirkende Streckenlast von 184 N aufgebracht, die der Differenz der beiden auftretenden Kolbenkräfte bei 60 bar entspricht. Bei Verwendung eines parabolischen Tetraedernetzes mit einer Kantenlänge von 1 mm und den Werkstoffkennwerten in Kapitel 6.3, ergibt sich eine maximal auftretende Vergleichsspannung von 113 N/mm^2 in der Kulisse (siehe Abbildung 32), die vom ausgewählten Aluminiumwerkstoff (Al4.5Mn0.7), mit einer Streckgrenze von 125 N/mm^2, ausgehalten wird. In Abbildung 33 werden die Verschiebungen der Kulisse angezeigt. Damit der Kurbelwellenzapfen bei der maximal auftretenden Last nicht in der Kulisse blockiert, muss zwischen Kurbelwellenzapfen und Kulisse ein Spiel von 0,12 mm vorhanden sein.

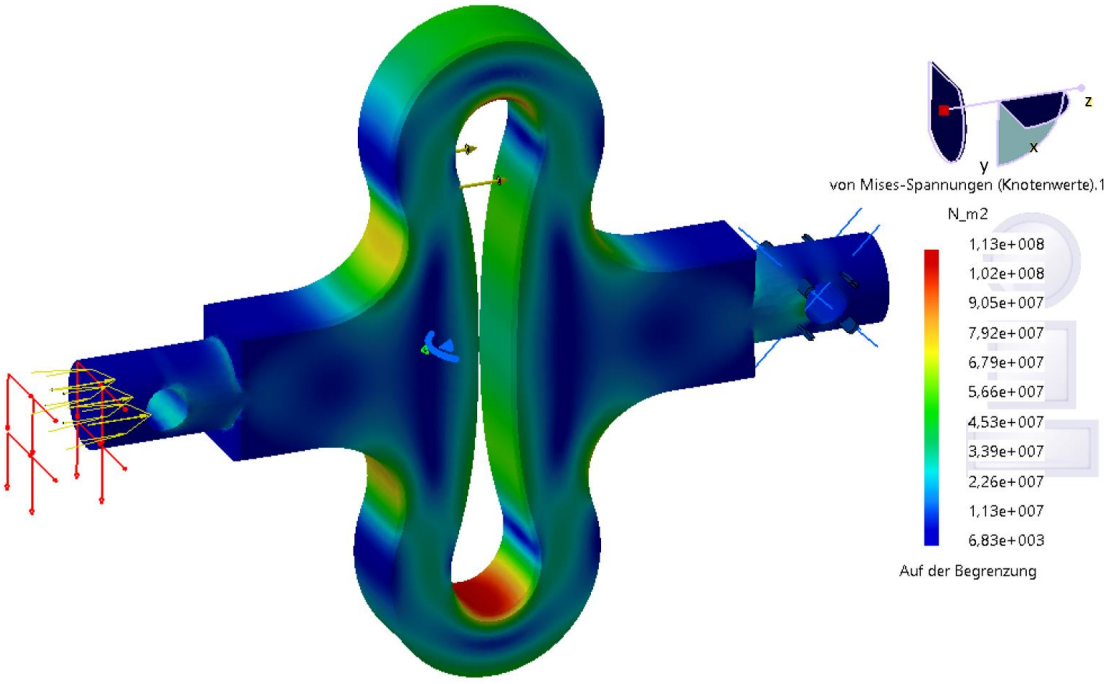


Abbildung 32: Von Mises Spannung Kulisse (Skalierungsfaktor 100)

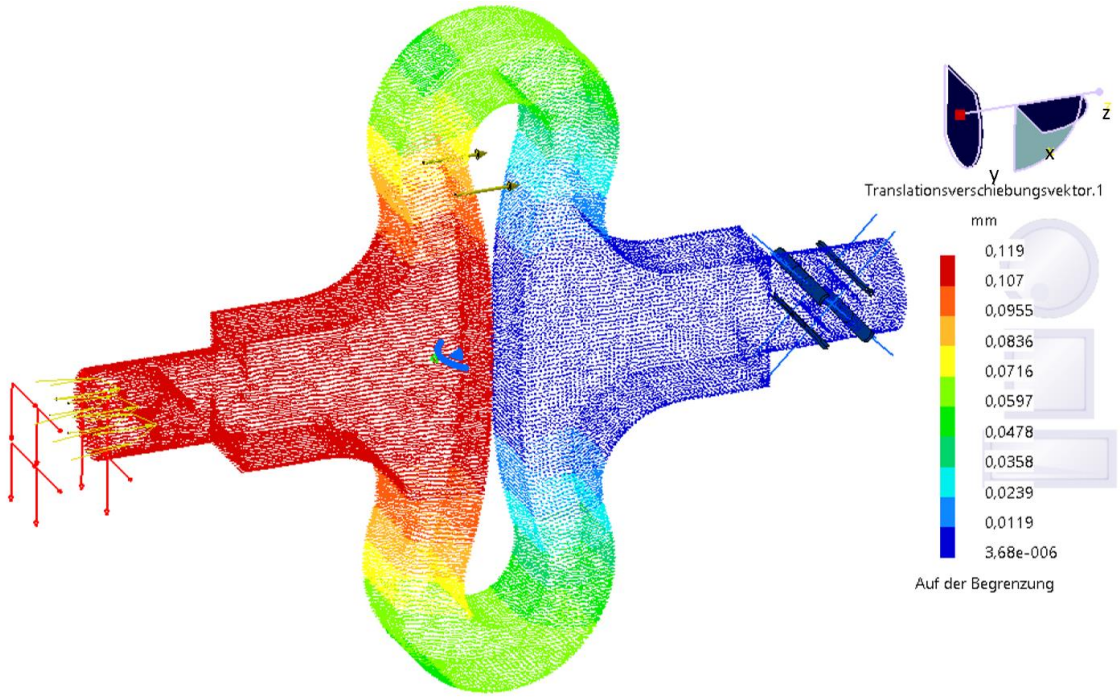


Abbildung 33: Abweichungen Kulisse (Skalierungsfaktor 100)

Der Vollständigkeit halber wurde noch eine Finite-Elemente-Simulation durchgeführt, bei der der Rückgewinnungskolben inaktiv ist und die gesamte Kolbenkraft des Hauptkolbens von 1885 N über den Kurbelwellenzapfen abgeleitet wird (siehe Abbildung 34). Dazu wurde wieder an der Kolbenbolzenlagerung an einem Ende der Kulisse ein Flächenloslager eingefügt und auf dem anderen Ende der Kulisse die Verschiebungen in x- und y-Richtung gesperrt. Der kritische Lastfall der Kulisse besteht wieder, wenn der Kurbelwellenzapfen, dass sich in der Kulisse bewegt, am oberen oder unteren Wendepunkt befindet. Daher wurde dort eine wirkende Streckenlast von 1885 N aufgebracht, die der Kolbenkraft des Hauptkolbens entspricht.

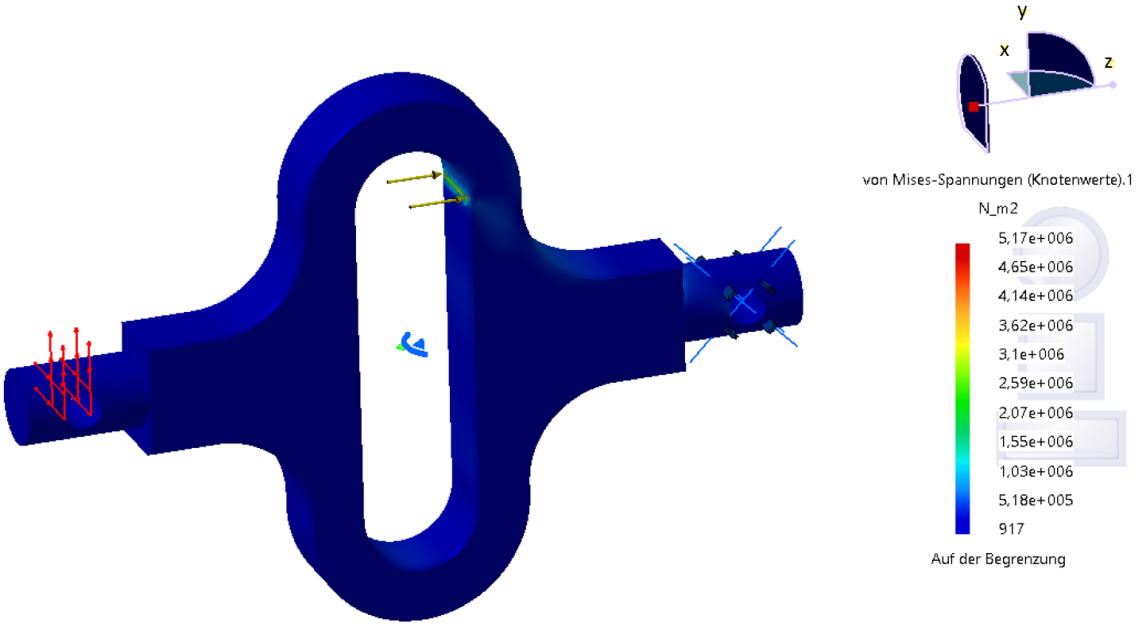


Abbildung 34: Von Mises Spannung Kulisse ohne Rückgewinnung (Skalierungsfaktor 100)

3.3.5 Kolben und Kolbenbolzen (22, 24, 30)

Der Kolben wurde ebenfalls mithilfe des Finite-Elemente-Plugins in CATIA berechnet. Zuerst wurden die beiden Kolbenteile mithilfe von Kontaktbedinungen zusammengefügt. An der Kolbenbolzenlagerung wurde zur Simulation ein Flächenloslager eingefügt. Die Bewegung des Kolbens an der Nut der Laufbuchse und an der Bohrung wurde nur in z-Richtung zugelassen. Dann wurde der Kolben am oberen Kolbenteil mit einem Druck von 60 bar belastet und ein parabolisches Tetraedernetz von 1 mm Kantenlänge verwendet. Mit den Werkstoffkennwerten in Kapitel 6.3 ergab sich eine maximal auftretende Vergleichsspannung von 184 N/mm^2 (siehe Abbildung 35) beim größeren Hauptkolben, die vom auswählten Aluminiumwerkstoff (AlZnMgCu0.5), mit einer Streckgrenze von 330 N/mm^2, ausgehalten wird. Daher wurde die Finite-Elemente-Simulation des Rückgewinnungskolbens vernachlässigt. In Abbildung 36 sind weiters die Verschiebungen des Hauptkolbens zu sehen.

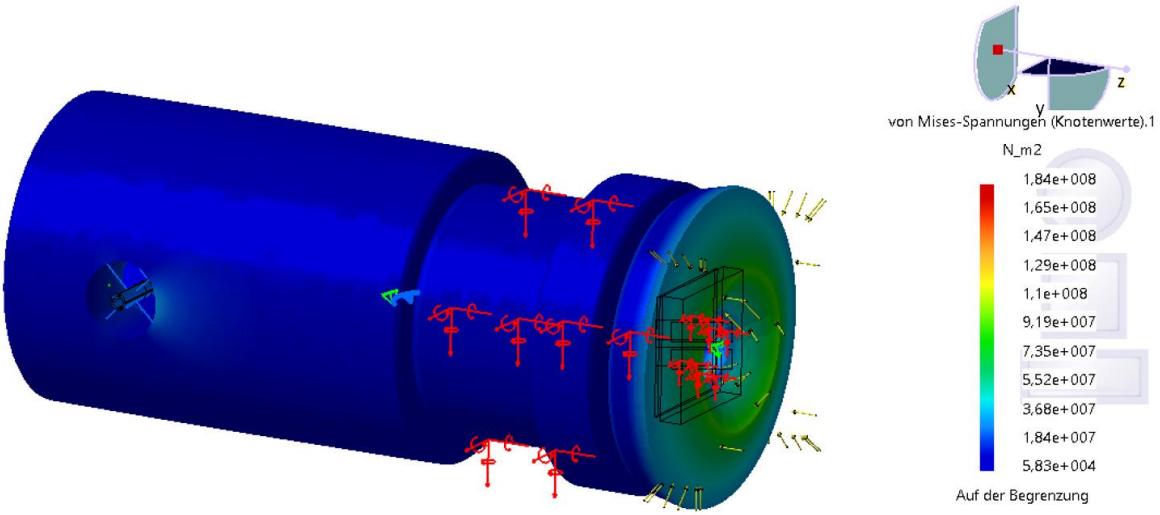


Abbildung 35: Von Mises Spannung Kolben (Skalierungsfaktor 100)

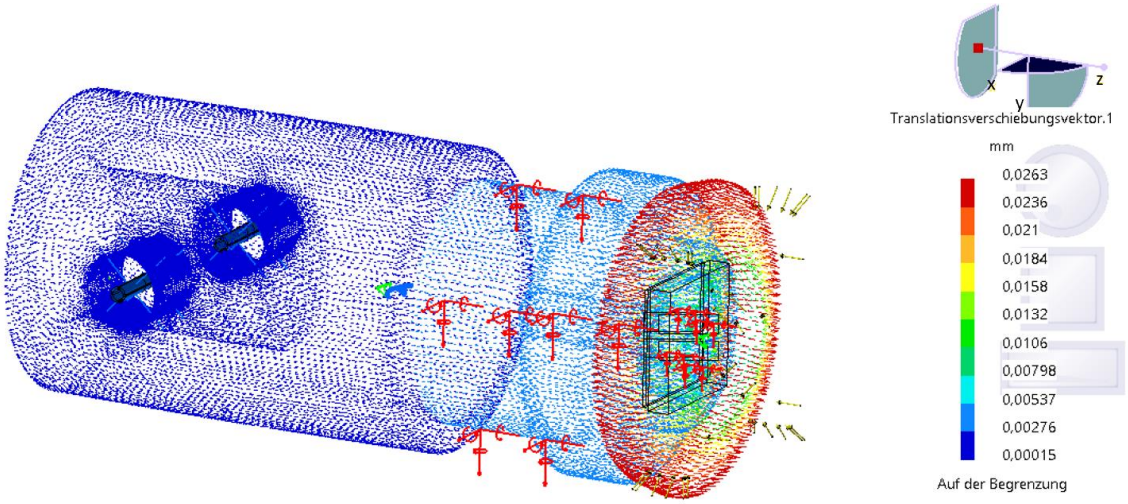


Abbildung 36: Abweichungen Kolben (Skalierungsfaktor 100)

Da der Kolbenbolzen und das Kolbenauge nur auf Druck belastet werden, entfällt deren Berechnung.

3.3.6 Stößel (9, 10, 11, 12)

Da auf beiden Seiten der Membran annähernd der gleiche Druck herrscht, wird der Stößel nur durch die Auslenkung der Membran und der damit verbundenen Kraft durch die Längenänderung der Feder belastet.

Stößel

$c_F := 1.756 \cdot \frac{N}{mm}$ Federkonstante

$l_0 := 20mm$ ungedehnte Länge der Feder

$l_min := 7mm$ Länge der Feder bei vollständiger Membranauslenkung (13mm)

$F_{F_max} := c_F \cdot (l_0 - l_min) = 22.828\,N$ maximale Federkraft

Da die maximale Federkraft 23 N beträgt, entfällt die Berechnung der Bauteile des Stößels, da diese die Belastung sicher ertragen.

3.3.7 Lager (35, 48)

Die maximal auftretende Lagerkraft der Kurbelwellenlagerung ergibt sich, wenn der hintere Kolben gerade komprimiert (F_2 maximal) (siehe Abbildung 30):

$F_{Az} = -201.96 \cdot N$

$F_{Bz} := F_{Bz1} + F_{Bz2} = 1.472 \times 10^3 \cdot N$

$F_{Cz} = 615.263 \cdot N$

und die minimal auftretende Lagerkraft, wenn der vordere Kolben komprimiert (F_1 maximal)

$F_{Az} = 689.337 \cdot N$

$F_{Bz} := F_{Bz1} + F_{Bz2} = 1.357 \times 10^3 \cdot N$

$F_{Cz} = -161.791 \cdot N$

Um drei gleiche Lager für die Stützstellen verwenden zu können, werden die Lager mit den auftretenden Lagerkräften des Mittellagers ausgelegt. Da die Größe der Belastung des Lagers veränderlich ist, wird eine mittlere Belastung berechnet. Die Lager sind auf eine Benutzung von 1 Stunde am Tag für 2 Jahre ausgelegt. Die kinematische Viskosität des Schmieröls (PEG400) bei 40 °C wurde der Literatur entnommen [36].

Das Vierpunktlager zur Lagerung der Ventilwelle wurde ebenfalls ausgelegt. Da nur eine Radialbelastung aufgrund des Getriebes auftritt, wurde seine Mindestaxialbelastung ausgerechnet. Diese muss durch die Sicherungsringe sichergestellt werden.

Lager 61902

$D := 28mm$

$d := 15mm$

$d_m := \frac{(d + D)}{2} = 21.5 \cdot mm$ mittlerer Lagerdurchmesser

$k_r := 0.02$ Minimallastfaktor

$C := 4.36kN$ dyn. Tragzahl

$C_0 := 2.24kN$ stat. Tragzahl

$P_u := 0.095kN$ Ermüdungsgrenzbelastung

$p := 3$ Kugellager

Schmieröl

$\nu := 40.4 \frac{mm^2}{s}$ tatsächliche kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur (40°C)

Benötigte Lebensdauer

$L_h := 1 \cdot hr \cdot 360 \cdot 2 = 720 \cdot hr$ 1 Std/Tag für 2 Jahre

Größe der Lagerbelastung veränderlich

$F_{min} := 1357 \cdot N$ F.2 maximal

$F_{max} := 1472N$ F.1 maximal

$F_m := \frac{F_{min} + 2 \cdot F_{max}}{3} = 1.434 \times 10^3 N$

$P := F_m = 1.434 \times 10^3 N$ da F.a = 0

Nominelle Lebensdauer

$L_{10} := \left(\frac{C}{P}\right)^p = 28.126$ Mio. U.

$L_{10h} := \frac{10^6}{n} \cdot L_{10} = 6.697 \times 10^3 \cdot hr$

Erweiterte Lebensdauer

$a_1 := 1$ Lebensdauerbeiwert 90% Überlebenswahrscheinlichkeit

$\nu_1 := 300 \frac{mm^2}{s}$ aus Diagramm; erforderliche kinematische Viskosität

$\kappa := \frac{\nu}{\nu_1} = 0.135$ Viskositätsverhältnis

$\eta_c := 0.5$ normale Sauberkeit bis leichte Verunreinigungen

$\frac{\eta_c \cdot P_u}{P} = 0.033$

$a_{SKF} := 0.12$ aus Diagramm; SKF-Lebensdauerbeiwert

$L_{10m} := a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 3.375$ Mio. U.

$L_{10mh} := \frac{10^6}{n} \cdot L_{10m} = 803.613 \cdot hr$ > $L_h = 720 \cdot hr$

Statische Lagerbelastung

$P_0 := F_m = 1.434 \times 10^3 N$ da F.a = 0

$s_0 := \frac{C_0}{P_0} = 1.562$ > 1.5 für normale Laufruhe, stark stoßbelastet

Vierpunktlager QJ 202 N2MA

$i := 2$ Übersetzung

$n := i \cdot 70 \cdot \frac{1}{min} = 140 \frac{1}{min}$ Drehzahl

$D := 35mm$

$d := 15mm$

$d_m := \frac{(d + D)}{2} = 25 \cdot mm$ mittlerer Lagerdurchmesser

$k_a := 1$ Minimallastfaktor

$C := 12.7kN$ dyn. Tragzahl

$C_0 := 8.3kN$ stat. Tragzahl

$P_u := 0.355kN$ Ermüdungsgrenzbelastung

$p := 3$ Kugellager

Schmieröl

$\nu := 40.4 \frac{mm^2}{s}$ tatsächliche kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur (40°C)

Benötigte Lebensdauer

$L_h := 1 \cdot hr \cdot 360 \cdot 2 = 720 \cdot hr$ 1 Std/Tag für 2 Jahre

Mindestaxialbelastung

$$F_{am} := k_a \cdot \frac{\frac{C_0}{1000}}{1000} \cdot \left[\frac{\frac{n}{\left(\frac{1}{min}\right)} \cdot \frac{d_m}{mm}}{100000} \right]^2 = 1.017 \times 10^{-5} N$$

Größe der Lagerbelastung

$K_A := 1.5$

$R_{ab} := 25mm$

$M_V := K_A \cdot 2N \cdot m = 3 N \cdot m$

$F_t := \frac{M_V}{R_{ab}} = 120 N$

$F_r := F_t \cdot \tan(20°) = 43.676 N$

$F_a := 1N$

$P := F_r + 0.66 \cdot F_a = 44.336 N$ Äquiv. dyn. Lagerbelastung

Nominelle Lebensdauer

$L_{10} := \left(\frac{C}{P}\right)^p = 2.35 \times 10^7$ Mio. U.

$L_{10h} := \frac{10^6}{n} \cdot L_{10} = 2.798 \times 10^9 \cdot hr$

Erweiterte Lebensdauer

$a_1 := 1$ Lebensdauerbeiwert 90% Überlebenswahrscheinlichkeit

$\nu_1 := 17 \frac{mm^2}{s}$ aus Diagramm; erforderliche kinematische Viskosität

$\kappa := \frac{\nu}{\nu_1} = 2.376$ Viskositätsverhältnis

$\eta_c := 0.5$ normale Sauberkeit bis leichte Verunreinigungen

$\frac{\eta_c \cdot P_u}{P} = 4.003$

$a_{SKF} := 50$ aus Diagramm; SKF-Lebensdauerbeiwert

$L_{10m} := a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1.175 \times 10^9$ Mio. U.

$L_{10mh} := \frac{10^6}{n} \cdot L_{10m} = 1.399 \times 10^{11} \cdot hr > L_h = 720 \cdot hr$

3.3.8 Lagerbock (62)

Der Lagerbock wurde wieder mittels des Finite-Elemente-Plugins von CATIA berechnet. Dabei wurde der Boden des Lagerbocks fixiert und mit der maximal auftretenden Lagerkraft von 1472 N belastet. Im schlimmsten Fall wirkt diese in z-Richtung auf das Lagerauge. Zur Simulation wurde wieder ein parabolisches Tetraedernetz mit 1mm Kantenlänge und die Werkstoffkennwerte in Kapitel 6.3 verwendet. Abbildung 37 zeigt eine maximale Vergleichsspannung von 51 N/mm², die vom ausgewählten Aluminiumwerkstoff (AlZnMgCu0.5), mit einer Streckgrenze von 330 N/mm², ausgehalten wird.

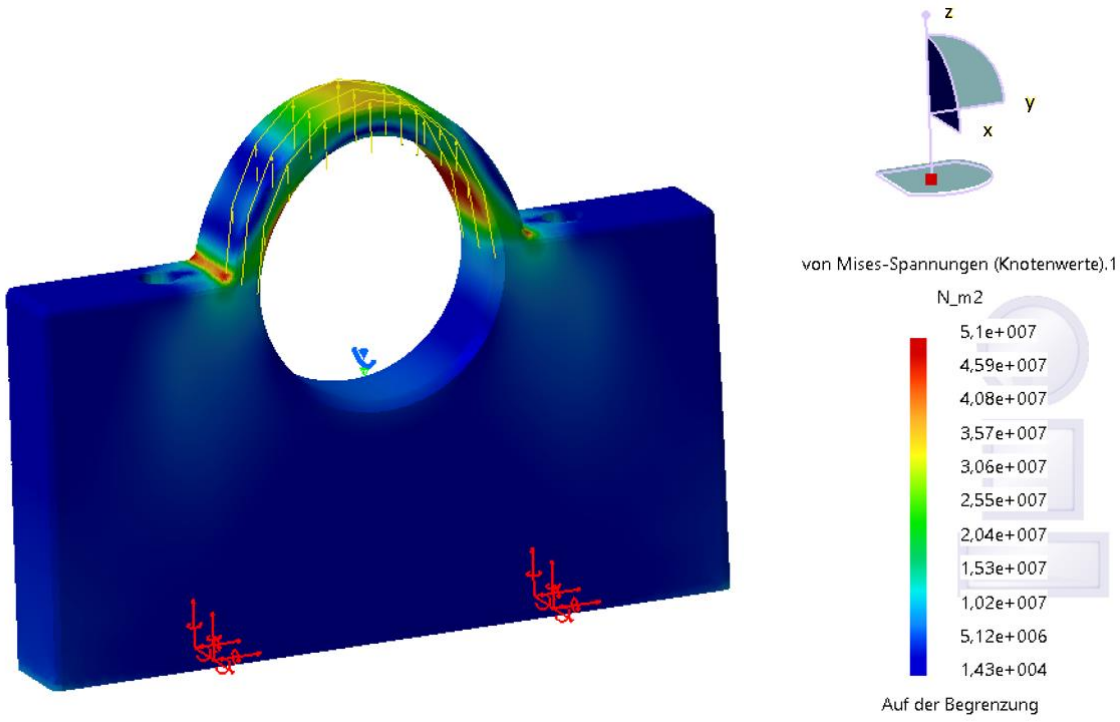


Abbildung 37: Von Mises Spannung Lagerbock (Skalierungsfaktor 100)

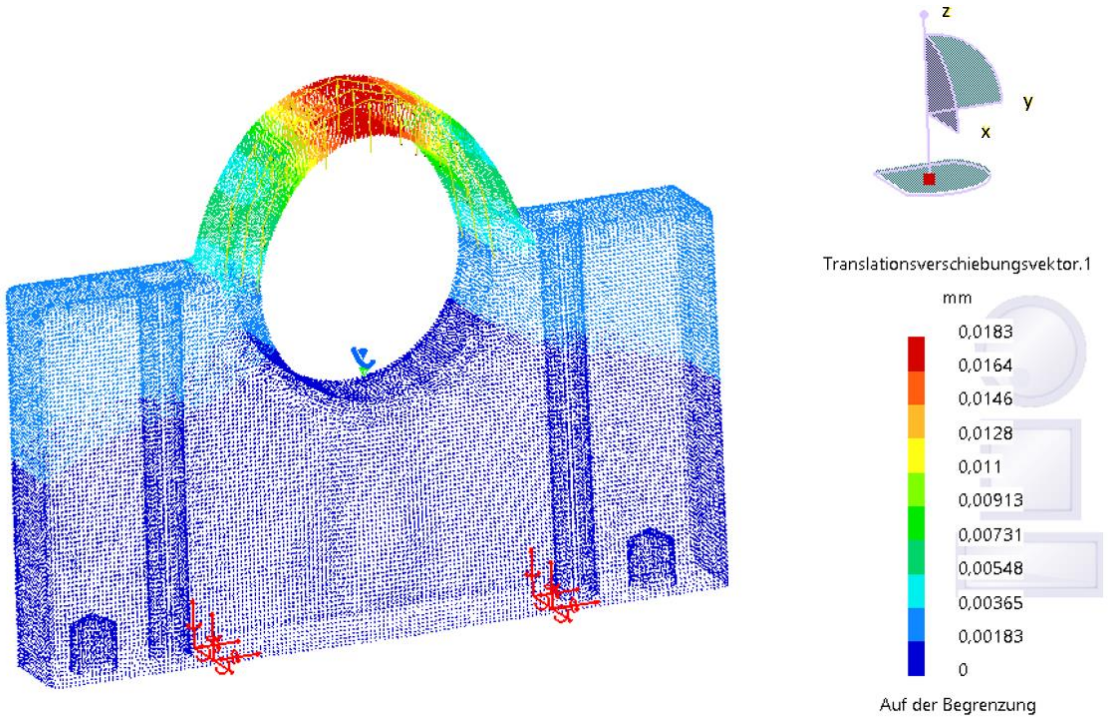


Abbildung 38: Abweichungen Lagerbock (Skalierungsfaktor 100)

3.3.9 Schrauben

3.3.9.1 Membraneinspannungsschrauben (18)

Die Schrauben, die den Zylinderkopf (1) mit dem Zylindergehäuse (5, 17) verbinden und somit die Membran einspannen, wurden als Dehnschrauben ausgelegt. Falls diese nicht beschafft werden können, können auch Schaftschrauben mit Schraubensicherung (mittel) verwendet werden. Ohne Schraubensicherung könnte es durch die stoßartige Belastung sonst zum Loslösen der Schrauben kommen.

Membaneinspannung-Schrauben

Allgemeine Daten

Streckgrenze aus der Festigkeitsklasse 8.8

$$R_{p0.2} := 8 \cdot 8 \cdot 10 \frac{N}{mm^2} = 640 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

E-Modul der Schraube

$$E_S := 210000 \frac{N}{mm^2}$$

E-Modul des Gehaeuses

$$E_T := 200000 \frac{N}{mm^2}$$ Edelstahl 1.4410

Spannungsquerschnitt

$A_S := 58mm^2$ M10

Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser)

$d := 10mm$

Nennquerschnitt des Schraubenschaftes

$$A_N := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 78.54 \cdot mm^2$$

Kernquerschnitt des Gewindes

$A_3 := 52.3mm^2$

Zugkraft pro Schraube (Formeln aus AD 2000 - B7)

$p := 60bar$ Innendruck

$d_{Zyl} := 59mm$ (mit Radius) Innendurchmesser

$b_d := 16.5 \cdot mm$ Breite der Dichtung

$S_D := 1.2$ Sicherheit

$k_1 := 0.5 \cdot b_d = 8.25 \cdot mm$ Dichtungskennwert

$A_{mD} := \frac{(d_{Zyl} + b_d)^2 \cdot \pi}{4} = 4.477 \times 10^3 \cdot mm^2$ Fläche Mitte der Dichtung

$F_{axial} := p \cdot A_{mD} = 2.686 \times 10^4 \cdot N$ Kraft durch den Innendruck

$F_B := \frac{F_{axial}}{7} = 3.837 \times 10^3 N$ Kraft teilt sich auf alle 7 Schrauben gleichmäßig auf

$F_{DB} := \pi \cdot (d_{Zyl} + b_d) \cdot p \cdot S_D \cdot k_1 = 1.409 \times 10^4 N$ Dichtungskraft

$F_{K1} := \frac{F_{DB}}{7} = 2.013 \times 10^3 N$ Erforderliche Klemmkraft zum Abdichten auf alle 7 Schrauben aufgeteilt

Vorauslegung

$\kappa := 1.25$ Reduktionsfaktor (Schaftschraube)

$\beta := 0.6$ Nachgiebigkeitsfaktor der Schraube (Ganzgewinde)

$k_A := 3$ Anziehfaktor (Handanzug)

$f_z := 0.008mm$ Setzbetrag (mittlerer Wert)

$l_k := 29mm$ Klemmlänge

$A_{s_rechn} := \frac{F_B + F_{K1}}{\frac{R_{p0.2}}{\kappa \cdot k_A} - \beta \cdot E_S \cdot \frac{f_z}{l_k}} = 43.045 \cdot mm^2$ => M10 (58mm^2)

Nachgiebigkeit der Schraube δs

$l_G := 15mm$ Länge freies Gewinde

$l_1 := 4mm$ Länge eines Einzelelements der Schraube

$l_2 := 10mm$ Länge des Dehnschaftes der Schraube

$d_T := 0.9 \cdot d_3 = 3.617 \cdot mm$ Durchmesser Dehnschaft

$A_{d1} := A_N = 78.54 \cdot mm^2$ Querschnittsfläche eines Einzelelementes der Schraube

$A_{d2} := \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} = 10.276 \cdot mm^2$ Querschnittsfläche am Dehnschaft

Zuschlaege

$l_{Ko} := 0.4 \cdot d = 4 \cdot mm$ Innensechskantschraubenkopf

$l_{Ge} := 0.5 \cdot d = 5 \cdot mm$ eingeschraubtes Gewinde

$l_M := 0.33 \cdot d = 3.3 \cdot mm$ Einschraubverbindung

$$\delta_S := \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{l_{Ko}}{A_N} + \frac{l_1}{A_{d1}} + \frac{l_2}{A_{d2}} + \frac{l_G}{A_3} + \frac{l_{Ge}}{A_3} \right) + \frac{l_M}{E_T \cdot A_N} = 7.15 \times 10^{-6} \cdot \frac{mm}{N}$$

Nachgiebigkeit der verspannten Teile δT

$d_w := 16mm$ Außendurchmesser Kopfauflage = Schlüsselweite

$d_h := 11mm$ Durchmesser Durchgangsloch "mittel"

$D_A := 16.5mm$ Außendurchmesser der verspannten Teile

$$x := \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^{\,2}}} = 1.194$$

$$A_{ers} := \frac{\pi}{4} \cdot \left(d_w^{\,2} - d_h^{\,2} \right) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot \left(D_A - d_w \right) \cdot \left[(x+1)^2 - 1 \right] = 118.016 \cdot mm^2$$

$$\delta_T := \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T} = 1.229 \times 10^{-6} \cdot \frac{mm}{N}$$

Kraftverhältnis

$n := 0.7$ Krafteinleitungsfaktor

$$\phi_k := \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = 0.147$$

$\phi := n \cdot \phi_k = 0.103$ Kraftverhältnis

Vorspannkraftverlust durch Setzen

$f_z := 0.008mm$ Setzbetrag (Mittelwert)

$$F_Z := \frac{f_z}{\delta_S} \cdot \left(1 - \phi_k \right) = 954.778\,N$$

Kräfte

$F_V := F_{Kl} + (1 - \phi) \cdot F_B = 5.456 \times 10^3 N$ Vorspannkraft

$P := 1.5mm$ Gewindesteigung

$d_2 := 9.026mm$ Flankendurchmesser

$d_K := \frac{d_w + d_h}{2} = 13.5 \cdot mm$ Reibungsdurchmesser der Schraubenkopfauflage

$\mu_{ges} := 0.12$ Reibungszahl

Montagevorspannkraft

$F_{VM} := k_A \cdot \left[F_{Kl} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z \right] = 19.233 \cdot kN$ <= 20.8kN

Erforderliches Anziehmoment

$M_A := F_{VM} \cdot \left[0.159 \cdot P + \mu_{ges} \cdot \left(0.577 \cdot d_2 + \frac{d_K}{2} \right) \right] = 32.186 \cdot N \cdot m$ <= 33.6Nm

Statische Sicherheit

$d_3 := 8.16mm$ Kerndurchmesser

$d_T := 0.9 \cdot d_3 = 7.344 \cdot mm$ Durchmesser Dehnschaft

$d_0 := d_T = 7.344 \cdot mm$

$$\sigma_M := \frac{0.9 \cdot R_{p0.2}}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{3}{d_0} \cdot \left(0.159 \cdot P + 0.577 \cdot \mu_G \cdot d_2 \right) \right]^2}} = 491.53 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$A_T := \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = 42.36 \cdot mm^2$ Querschnittsfläche Dehnschaft

$F_{sp} := A_T \cdot \sigma_M = 2.082 \times 10^4 N$ Spannkraft

$\sigma_{zmax} := \frac{\left(F_{sp} + \phi \cdot F_B \right)}{A_T} = 500.829 \cdot \frac{N}{mm^2}$ maximale Zugspannung

$M_G := F_{sp} \cdot \left(0.159 \cdot P + 0.577 \cdot \mu_{ges} \cdot d_2 \right) = 17.978 \cdot N \cdot m$ Gewindemoment

$$W_t := \frac{\pi \cdot d_0^{\,3}}{16} = 7.777 \times 10^{-5}\,L$$

$$\tau := \frac{M_G}{W_t} = 231.164 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ maximale Torsionsspannung

$$k_\tau := 0.5$$ Reduktionskoeffizient (Empfehlung)

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_{zmax}^{\,2} + 3 \cdot (k_\tau \cdot \tau)^2} = 539.358 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ Vergleichsspannung

$$S_F := \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{red}} = 1.187$$ >= Statische Sicherheit = 1 (bei Längskraft)

Dynamische Sicherheit

$$F_a := \frac{F_B}{2} \cdot \phi = 196.944\,N$$ Ausschlagkraft

$$F_m := F_V + \frac{F_B}{2} \cdot \phi = 5.653 \times 10^3\,N$$ Mittelkraft

$$\sigma_a := \frac{F_a}{A_S} = 3.396 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ Ausschlagsspannung

$$\sigma_A := 0.85 \cdot \left(\frac{150}{\frac{d}{mm}} + 45 \right) \cdot \frac{N}{mm^2} = 51 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ Ausschlagsfestigkeit des Gewindes

$$S_D := \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 15.019$$ >= Dynamische Sicherheit = 1.2

Flächenpressung

$$A_p := 89.5mm^2$$ Fläche der Schraubenkopfauflage

$$p := \frac{F_{sp} + \phi \cdot F_B}{A_p} = 237.04 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ < Grenzflächenpressung (1.4410 = 280N/mm^2)

Die Membraneinspannungsschrauben wurden auch mithilfe der Norm AD 2000 – B7 für die Berechnung von Druckbehältern nachgerechnet.

AD 2000 - B7

$p := 60 \cdot bar$ Innendruck

$n := 7$ Schraubenanzahl

$d_{Zyl} := 59mm$ Durchmesser der Membran

$b_d := 16.5mm$ Breite der Dichtung

$k_1 := 0.5 \cdot b_d = 8.25 \cdot mm$ Dichtungskennwert für den Betriebszustand

$k0_KD := b_d \cdot \frac{N}{mm^2} = 16.5 \cdot \frac{N}{mm}$ Dichtungskennwert*Formänderungswiderstand

$S_D := 1.2$ Sicherheitsfaktor Dichtung

$d_D := d_{Zyl} + b_d = 75.5 \cdot mm$ Durchmesser Mitte der Dichtung

Mindestschraubenkraft - Betriebs und Prüfzustand

$F_{RB} := \frac{p \cdot \pi \, d_{Zyl}^2}{4} = 1.64 \times 10^4 N$ Rohrkraft

$F_{FB} := \frac{p \cdot \pi \cdot \left(d_D^2 - d_{Zyl}^2 \right)}{4} = 1.046 \times 10^4 N$ Flanschkraft

$F_{DB} := p \cdot \pi \cdot d_D \cdot S_D \cdot k_1 = 1.409 \times 10^4 N$ Dichtungskraft

$F_{SB} := F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 4.095 \times 10^4 N$ Mindestschraubenkraft

Mindestschraubenkraft - Einbauzustand

$F_{DV} := \pi \cdot d_D \cdot k0_KD = 3.914 \times 10^3 N$ Mindestschraubenkraft

Schraubendurchmesser

$Z_B := 1.51$ Hilfsgröße Betriebszustand

$Z_{EP} := 1.29$ Hilfsgröße Einbau- und Prüfzustand

$K := 640 \frac{N}{mm^2}$ Festigkeitswert Betriebstemperatur 8.8

$K_{20} := 640 \frac{N}{mm^2}$ Festigkeitswert bei 20°C 8.8

$$\sqrt{\frac{F_{SB}}{K \cdot n}} = 3.023 \cdot mm$$

$$d_T := Z_B \cdot \sqrt{\frac{F_{SB}}{K \cdot n}} = 4.565 \cdot mm$$ Betriebszustand

$$d_T := Z_{EP} \cdot \sqrt{\frac{F_{SB}}{K_{20} \cdot n}} = 3.9 \cdot mm$$ Prüfzustand

$$d_T := Z_{EP} \cdot \sqrt{\frac{F_{DV}}{K_{20} \cdot n}} = 1.206 \cdot mm$$ Einbauzustand

$$d_3 := \frac{4.565mm}{0.9} = 5.072 \cdot mm$$ => M8 (6,466mm)

Laut Norm ab 40 bar min. M10!

Die Norm sieht vor, dass ab einem Druck von 40 bar Schrauben mit einem Mindestgewinde von M10 einzusetzen sind. Dehnschrauben sind dabei zu bevorzugen.

Als Membranschrauben werden daher Dehnschrauben M10x40 mit einer Festigkeitsklasse von 8.8 eingesetzt.

3.3.9.2 Schrauben Zylindergehäuse an Kurbelwellengehäuse (8)

Die Schrauben zwischen Zylindergehäuse (5, 17) und Kurbelwellengehäuse (16) wurden als Ganzgewindeschrauben mit Senkkopf ausgelegt. Genau genommen sollten diese ebenfalls als Dehnschrauben ausgelegt werden, was jedoch durch die geringe Gesamtlänge von 30 mm nicht möglich war. Deshalb ist auf jeden Fall, zur Verhinderung des Loslösens der Schrauben im Betrieb, Schraubensicherung (mittel) einzusetzen!

Zylinderkopf-Gehaeuse-Schrauben

Allgemeine Daten

Streckgrenze aus der Festigkeitsklasse 10.9

$$R_{p0.2} := 10 \cdot 9 \cdot 10 \frac{N}{mm^2} = 900 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

E-Modul der Schraube

$$E_S := 210000 \frac{N}{mm^2}$$

E-Modul des Gehaeuses

$E_T := 70000 \frac{N}{mm^2}$

Spannungsquerschnitt

$A_S := 58mm^2$ M10

Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser)

$d := 10mm$

Nennquerschnitt des Schraubenschaftes

$A_N := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 78.54 \cdot mm^2$

Kernquerschnitt des Gewindes

$A_3 := 52.3mm^2$

Zugkraft pro Schraube (Aktio = Reaktio von Zylinderkopf)

$p := 60bar$ Innendruck

$d_{Zyl} := 59mm$ (mit Radius) Innendurchmesser

$b_d := 16.5mm$ Breite der Dichtung

$S_D := 1.2$ Sicherheit

$k_1 := 0.5 \cdot b_d = 8.25 \cdot mm$ Dichtungskennwert

$A_{mD} := \frac{(d_{Zyl} + b_d)^2 \cdot \pi}{4} = 4.477 \times 10^3 \cdot mm^2$ Fläche Mitte der Dichtung

$F_{axial} := p \cdot A_{mD} = 2.686 \times 10^4 \cdot N$ Kraft durch den Innendruck

$F_B := \frac{F_{axial}}{4} = 6.715 \times 10^3 N$ Kraft teilt sich auf alle 4 Schrauben gleichmäßig auf

$F_{DB} := \pi \cdot (d_{Zyl} + b_d) \cdot p \cdot S_D \cdot k_1 = 1.409 \times 10^4 N$ Dichtungskraft

$F_{Kl} := \frac{F_{DB}}{4} = 3.522 \times 10^3 N$ Erforderliche Klemmkraft zum Abdichten auf alle 4 Schrauben aufgeteilt

Vorauslegung

$\kappa := 1.19$ Reduktionsfaktor (Schaftschraube)

$\beta := 0.8$ Nachgiebigkeitsfaktor der Schraube (Ganzgewinde)

$k_A := 3$ Anziehfaktor (Handanzug)

$f_z := 0.008mm$ Setzbetrag (mittlerer Wert)

$l_k := 11.5mm$ Klemmlänge

$$A_{s_rechn} := \frac{F_B + F_{Kl}}{\frac{R_{p0.2}}{\kappa \cdot k_A} - \beta \cdot E_S \cdot \frac{f_z}{l_k}} = 75.705 \cdot mm^2$$ => M12 (84.3mm^2)

Nachgiebigkeit der Schraube δs

$l_G := 6mm$ Länge freies Gewinde

Zuschlaege

$l_{Ko} := 0.4 \cdot d = 4 \cdot mm$ Innensechskantschraubenkopf

$l_{Ge} := 0.5 \cdot d = 5 \cdot mm$ eingeschraubtes Gewinde

$l_M := 0.33 \cdot d = 3.3 \cdot mm$ Einschraubverbindung

$$\delta_S := \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{l_{Ko}}{A_N} + \frac{l_G}{A_3} + \frac{l_{Ge}}{A_3} \right) + \frac{l_M}{E_T \cdot A_N} = 1.844 \times 10^{-6} \cdot \frac{mm}{N}$$

Nachgiebigkeit der verspannten Teile δT

$d_w := 16mm$ Außendurchmesser Kopfauflage = Schlüsselweite

$d_h := 11mm$ Durchmesser Durchgangsloch "mittel"

$D_A := 20mm$ Außendurchmesser der verspannten Teile

$$x := \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2}} = 0.772$$

$$A_{ers} := \frac{\pi}{4} \cdot \left(d_w^2 - d_h^2 \right) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot \left(D_A - d_w \right) \cdot \left[(x + 1)^2 - 1 \right] = 159.807 \cdot mm^2$$

$$\delta_T := \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T} = 1.028 \times 10^{-6} \cdot \frac{mm}{N}$$

Kraftverhältnis

$n := 0.7$ Krafteinleitungsfaktor

$$\phi_k := \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = 0.358$$

$\phi := n \cdot \phi_k = 0.251$ Kraftverhältnis

Vorspannkraftverlust durch Setzen

$f_z := 0.008mm$ Setzbetrag (Mittelwert)

$$F_Z := \frac{f_z}{\delta_S} \cdot (1 - \phi_k) = 2.785 \times 10^3 N$$

Kräfte

$F_V := F_{Kl} + (1 - \phi) \cdot F_B = 8.555 \times 10^3 N$ Vorspannkraft

$P := 1.5mm$ Gewindesteigung

$d_2 := 9.026mm$ Flankendurchmesser

$$d_K := \frac{d_w + d_h}{2} = 13.5 \cdot mm$$ Reibungsdurchmesser der Schraubenkopfauflage

$\mu_{ges} := 0.12$ Reibungszahl im Normalfall

Montagevorspannkraft

$$F_{VM} := k_A \cdot \left[F_{Kl} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z\right] = 34.021 \cdot kN$$ <= 35.783 kN

Erforderliches Anziehmoment

$$M_A := F_{VM} \cdot \left[0.159 \cdot P + \mu_{ges} \cdot \left(0.577 \cdot d_2 + \frac{d_K}{2}\right)\right] = 56.933 \cdot N \cdot m$$ <=64.175Nm

Statische Sicherheit

$d_3 := 8.16mm$ Kerndurchmesser

$$d_0 := \frac{d_2 + d_3}{2} = 8.593 \cdot mm$$

$$\sigma_M := \frac{0.9 \cdot R_{p0.2}}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{3}{d_0} \cdot (0.159 \cdot P + 0.577 \cdot \mu_G \cdot d_2)\right]^2}} = 718.018 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ Montagespannung

$F_{sp} := A_S \cdot \sigma_M = 4.165 \times 10^4 \, N$ Spannkraft

$\sigma_{zmax} := \frac{(F_{sp} + \phi \cdot F_B)}{A_S} = 747.026 \cdot \frac{N}{mm^2}$ maximale Zugspannung

$M_G := F_{sp} \cdot (0.159 \cdot P + 0.577 \cdot \mu_{ges} \cdot d_2) = 35.959 \cdot N \cdot m$ Gewindemoment

$W_t := \frac{\pi \cdot d_0^{\,3}}{16} = 1.246 \times 10^{-4} \, L$

$\tau := \frac{M_G}{W_t} = 288.63 \cdot \frac{N}{mm^2}$ maximale Torsionsspannung

$k_\tau := 0.5$ Reduktionskoeffizient (Empfehlung)

$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_{zmax}^{\,2} + 3 \cdot (k_\tau \cdot \tau)^2} = 787.736 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Vergleichsspannung

$S_F := \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{red}} = 1.143$ >= Statische Sicherheit = 1 (bei Längskraft)

Dynamische Sicherheit

$F_a := \frac{F_B}{2} \cdot \phi = 841.223 \, N$ Ausschlagkraft

$F_m := F_V + \frac{F_B}{2} \cdot \phi = 9.397 \times 10^3 \, N$ Mittelkraft

$\sigma_a := \frac{F_a}{A_S} = 14.504 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Ausschlagsspannung

$\sigma_A := 0.85 \cdot \left(\frac{150}{\frac{d}{mm}} + 45 \right) \cdot \frac{N}{mm^2} = 51 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Ausschlagsfestigkeit des Gewindes

$S_D := \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 3.516$ >= Dynamische Sicherheit = 1.2

Flächenpressung

$A_p := 89.5mm^2$ Fläche der Schraubenkopfauflage

$p := \frac{F_{sp} + \phi \cdot F_B}{A_p} = 484.106 \cdot \frac{N}{mm^2}$ < Grenzflächenpressung (AlZnMgCu1.5 = 490N/mm^2)

Aufgrund der Norm AD 2000 B7 ist wieder ein minimales Gewinde von M10 ab einem Druck von 40bar vorzusehen.

Als Schrauben zwischen Zylindergehäuse und Kurbelwellengehäuse werden daher Ganzgewindeschrauben M10x30 mit einer Festigkeitsklasse von 10.9 eingesetzt.

3.3.9.3 Kurbelwellengehäuseschrauben (26)

Kurbelwellengehaeuse-Schrauben

Allgemeine Daten

Streckgrenze aus der Festigkeitsklasse 4.6

$R_{p0.2} := 4 \cdot 6 \cdot 10 \frac{N}{mm^2} = 240 \cdot \frac{N}{mm^2}$

E-Modul der Schraube

$E_S := 210000 \frac{N}{mm^2}$

E-Modul des Gehaeuses

$E_T := 70000 \frac{N}{mm^2}$

Spannungsquerschnitt

$A_S := 14.2mm^2$ M5

Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser)

$d := 5mm$

Nennquerschnitt des Schraubenschaftes

$A_N := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 19.635 \cdot mm^2$

Kernquerschnitt des Gewindes

$A_3 := 12.69mm^2$

Maximale Zugkraft pro Schraube

$F_{axial} := 689.337N + 161.791N + 2 \cdot 43.676 \cdot N = 938.48 \cdot N$ wenn F1 maximal

$F_B := \frac{F_{axial}}{14} = 67.034\,N$ Zugkraft teilt sich auf alle Schrauben gleich auf

Vorauslegung

$A_D := 0.02m^2 \cdot 2 = 0.04\,m^2$ Dichtungsfläche

$F_{SB} := \frac{1bar}{10} \cdot \left[A_D + 1.2 \cdot (145mm + 110mm) \cdot 2 \cdot 0.5 \cdot 10mm\right] = 430.6\,N$ Mindestschraubenkraft

$F_{K1} := \frac{F_{SB}}{14} = 30.757\,N$ Klemmkraft, um Dichtwirkung aufrecht zu erhalten

$\kappa := 1.19$ Reduktionsfaktor (Schaftschraube)

$\beta := 0.8$ Nachgiebigkeitsfaktor der Schraube (Ganzgewinde)

$k_A := 3$ Anziehfaktor (Handanzug)

$f_z := 0.011mm$ Setzbetrag (mittlerer Wert)

$l_k := 106mm$ Klemmlänge

$$A_{s_rechn} := \frac{F_B + F_{K1}}{\frac{R_{p0.2}}{\kappa \cdot k_A} - \beta \cdot E_S \cdot \frac{f_z}{l_k}} = 1.964 \cdot mm^2$$ => M5 (14.2mm^2)

Nachgiebigkeit der Schraube δs

$l_G := 106mm$ Gewindelänge im Klemmlängenbereich

Zuschlaege

$l_{Ko} := 0.5 \cdot d = 2.5 \cdot mm$ Sechskantschraubenkopf

$l_M := 0.4 \cdot d = 2 \cdot mm$ Durchsteckverschraubung

$$\delta_S := \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{l_{Ko}}{A_N} + \frac{l_G}{A_3}\right) + \frac{l_M}{E_S \cdot A_N} = 4.087 \times 10^{-5} \cdot \frac{mm}{N}$$

Nachgiebigkeit der verspannten Teile δT

$d_w := 8mm$ Außendurchmesser Kopfauflage = Schlüsselweite

$d_h := 5.5mm$ Durchmesser Durchgangsloch "mittel"

$D_A := 10mm$ Außendurchmesser der verspannten Teile

$$x := \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^{\,2}}} = 2.039$$

$$A_{ers} := \frac{\pi}{4}\cdot\left(d_w^{\,2} - d_h^{\,2}\right) + \frac{\pi}{8}\cdot d_w\cdot\left(D_A - d_w\right)\cdot\left[(x+1)^2 - 1\right] = 78.261\cdot mm^2$$

$$\delta_T := \frac{l_k}{A_{ers}\cdot E_T} = 1.935\times 10^{-5}\cdot\frac{mm}{N}$$

Kraftverhältnis

$n := 0.7$ Krafteinleitungsfaktor

$$\phi_k := \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = 0.321$$

$\phi := n\cdot\phi_k = 0.225$ Kraftverhältnis

Vorspannkraftverlust durch Setzen

$f_z := 0.011mm$ Setzbetrag (Mittelwert)

$$F_Z := \frac{f_z}{\delta_S}\cdot\left(1 - \phi_k\right) = 182.673\,N$$

Kräfte

$F_V := F_{Kl} + (1-\phi)\cdot F_B = 82.714\,N$ Vorspannkraft

$P := 0.8mm$ Gewindesteigung

$d_2 := 4.48mm$ Flankendurchmesser

$d_K := \frac{d_w + d_h}{2} = 6.75\cdot mm$ reibungsdurchmesser der Schraubenkopfauflage

$\mu_{ges} := 0.12$ Reibungszahl

Montagevorspannkraft

$$F_{VM} := k_A \cdot \left[F_{Kl} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z\right] = 0.796 \cdot kN$$ <2.1 kN

Erforderliches Anziehmoment

$$M_A := F_{VM} \cdot \left[0.159 \cdot P + \mu_{ges} \cdot \left(0.577 \cdot d_2 + \frac{d_K}{2}\right)\right] = 0.671 \cdot N \cdot m$$ < 2 Nm

Statische Sicherheit

$d_3 := 4.019mm$

$$d_0 := \frac{d_2 + d_3}{2} = 4.249 \cdot mm$$

$\mu_G := \mu_{ges} = 0.12$

$$\sigma_M := \frac{0.9 \cdot R_{p0.2}}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{3}{d_0} \cdot \left(0.159 \cdot P + 0.577 \cdot \mu_G \cdot d_2\right)\right]^2}} = 190.47 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$F_{sp} := A_S \cdot \sigma_M = 2.705 \times 10^3 N$ Spannkraft

$$\sigma_{zmax} := \frac{\left(F_{sp} + \phi \cdot F_B\right)}{A_S} = 191.531 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ maximale Zugspannung

$M_G := F_{sp} \cdot \left(0.159 \cdot P + 0.577 \cdot \mu_{ges} \cdot d_2\right) = 1.183 \cdot N \cdot m$ Gewindemoment

$$W_t := \frac{\pi \cdot d_0^3}{16} = 1.507 \times 10^{-5} L$$

$$\tau := \frac{M_G}{W_t} = 78.514 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ maximale Torsionsspannung

$k_\tau := 0.5$ Reduktionskoeffizient (Empfehlung)

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_{zmax}^2 + 3 \cdot \left(k_\tau \cdot \tau\right)^2} = 203.243 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ Vergleichsspannung

$$S_F := \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{red}} = 1.181$$ >= Statische Sicherheit = 1 (bei Längskraft)

Dynamische Sicherheit

$F_{1max} := 689.337N + 161.791N = 851.128\,N$

$F_{2max} := 201.96N + 615.263N = 817.223\,N$

$F_a := \frac{F_{1max} - F_{2max}}{2} = 16.952\,N$ Ausschlagkraft

$F_m := F_V + \frac{F_{1max} - F_{2max}}{2} = 99.666\,N$ Mittelkraft

$\sigma_a := \frac{F_a}{A_S} = 1.194 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Ausschlagsspannung

$\sigma_A := 0.85 \cdot \left(\frac{150}{\frac{d}{mm}} + 45 \right) \cdot \frac{N}{mm^2} = 63.75 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Ausschlagsfestigkeit des Gewindes

$S_D := \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 53.399$ >= Dynamische Sicherheit = 1.2

Flächenpressung

$A_p := 13.6mm^2$ Fläche der Schraubenkopfauflage

$p := \frac{F_{sp} + \phi \cdot F_B}{A_p} = 199.981 \cdot \frac{N}{mm^2}$ < Grenzflächenpressung (AlZnMgCu1.5=490N/mm^2)

Als Schrauben für die Fixierung der beiden Hälften des Kurbelwellengehäuses werden daher Gewindestangen M5x125 mit einer Festigkeitsklasse von 4.6 eingesetzt.

3.3.9.4 Zahnraddeckelschrauben (41)

Die Schrauben des Zahnraddeckels sollen nur die Fixierung des Zahnraddeckels (40) am Kurbelwellengehäuse (16) sicherstellen und ein Eindringen gegen Staub und Schmutz an der Dichtfläche verhindern. Diese Forderung wird von Schrauben der Größe M5 sicher erfüllt und daher entfällt die Berechnung der Schrauben.

3.3.9.5 Lagerbockschrauben (28)

Die Schrauben zur Fixierung des Lagerbocks (62) am Kurbelwellengehäuse (16) wurden als Schaftschrauben ausgelegt. Wegen der wechselnden Beanspruchung sollte ebenfalls Schraubensicherung (mittel) eingesetzt werden.

Lagerbock-Schrauben

Allgemeine Daten

Streckgrenze aus der Festigkeitsklasse 8.8

$$R_{p0.2} := 8 \cdot 8 \cdot 10 \frac{N}{mm^2} = 640 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

E-Modul der Schraube

$$E_S := 210000 \frac{N}{mm^2}$$

E-Modul des Gehaeuses

$$E_T := 70000 \frac{N}{mm^2}$$

Spannungsquerschnitt

$A_S := 8.78mm^2$ M4

Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser)

$d := 4mm$

Nennquerschnitt des Schraubenschaftes

$$A_N := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 12.566 \cdot mm^2$$

Kernquerschnitt des Gewindes

$A_3 := 7.749mm^2$

Maximale Zugkraft pro Schraube

$F_B := \frac{1472}{2} N = 736N$ Zugkraft durch Lager B (F2 maximal) teilt sich auf alle Schrauben gleich auf

Vorauslegung

$F_{Kl} := 300N$	Klemmkraft
$\kappa := 1.19$	Reduktionsfaktor (Schaftschraube)
$\beta := 1.1$	Nachgiebigkeitsfaktor der Schraube (Schaft)
$k_A := 3$	Anziehfaktor (Handanzug)
$f_z := 0.008mm$	Setzbetrag (mittlerer Wert)
$l_k := 43mm$	Klemmlänge

$$A_{s_rechn} := \frac{F_B + F_{Kl}}{\frac{R_{p0.2}}{\kappa \cdot k_A} - \beta \cdot E_S \cdot \frac{f_z}{l_k}} = 7.601 \cdot mm^2$$ => M4 (8.78mm^2)

Nachgiebigkeit der Schraube δs

$l_1 := 30mm$ Länge zylindrisches Einzelelement

$d_1 := 4mm$ Durchmesser zylindrisches Einzelelement

$A_{d1} := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 12.566 \cdot mm^2$ Querschnittsfläche zylindrisches Einzelelement

$l_G := 13mm$ Länge freies Gewinde

Zuschlaege

$l_{Ko} := 0.4 \cdot d = 1.6 \cdot mm$ Innensechskantschraubenkopf

$l_{Ge} := 0.5 \cdot d = 2 \cdot mm$ eingeschraubtes Gewinde

$l_M := 0.33 \cdot d = 1.32 \cdot mm$ Einschraubverbindung

$$\delta_S := \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{l_{Ko}}{A_N} + \frac{l_1}{A_{d1}} + \frac{l_G}{A_3} + \frac{l_{Ge}}{A_3} \right) + \frac{l_M}{E_T \cdot A_N} = 2.269 \times 10^{-5} \cdot \frac{mm}{N}$$

Nachgiebigkeit der verspannten Teile δT

$d_w := 7mm$ Außendurchmesser Kopfauflage = Schlüsselweite

$d_h := 4.5mm$ Durchmesser Durchgangsloch "mittel"

$D_A := 11mm$ Außendurchmesser der verspannten Teile

$$x := \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2}} = 1.355$$

$$A_{ers} := \frac{\pi}{4} \cdot \left(d_w^2 - d_h^2 \right) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot (D_A - d_w) \cdot \left[(x + 1)^2 - 1 \right] = 72.564 \cdot mm^2$$

$$\delta_T := \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T} = 8.465 \times 10^{-6} \cdot \frac{mm}{N}$$

Kraftverhältnis

$n := 1$ Krafteinleitungsfaktor

$$\phi_k := \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = 0.272$$

$\phi := n \cdot \phi_k = 0.272$ Kraftverhältnis

Vorspannkraftverlust durch Setzen

$f_z := 0.008mm$ Setzbetrag (Mittelwert)

$$F_Z := \frac{f_z}{\delta_S} \cdot (1 - \phi_k) = 256.754\,N$$

Kräfte

$F_V := F_{Kl} + (1 - \phi) \cdot F_B = 836.036\,N$ Vorspannkraft

$P := 0.7mm$ Gewindesteigung

$d_2 := 3.545mm$ Flankendurchmesser

$$d_K := \frac{d_w + d_h}{2} = 5.75 \cdot mm$$ Reibungsdurchmesser der Schraubenkopfauflage

$\mu_{ges} := 0.12$ Reibungszahl im Normalfall

Montagevorspannkraft

$$F_{VM} := k_A \cdot \left[F_{Kl} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z\right] = 3.278 \cdot kN$$ <= 4.3 kN

Erforderliches Anziehmoment

$$M_A := F_{VM} \cdot \left[0.159 \cdot P + \mu_{ges} \cdot \left(0.577 \cdot d_2 + \frac{d_K}{2}\right)\right] = 2.301 \cdot N \cdot m$$ <= 3.3 Nm

Statische Sicherheit

$d_3 := 3.141mm$ Kerndurchmesser

$$d_0 := \frac{d_2 + d_3}{2} = 3.343 \cdot mm$$

$\mu_G := \mu_{ges} = 0.12$

$$\sigma_M := \frac{0.9 \cdot R_{p0.2}}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{3}{d_0} \cdot \left(0.159 \cdot P + 0.577 \cdot \mu_G \cdot d_2\right)\right]^2}} = 503.736 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$F_{sp} := A_S \cdot \sigma_M = 4.423 \times 10^3 N$ Spannkraft

$\sigma_{zmax} := \frac{\left(F_{sp} + \phi \cdot F_B\right)}{A_S} = 526.511 \cdot \frac{N}{mm^2}$ maximale Zugspannung

$M_G := F_{sp} \cdot \left(0.159 \cdot P + 0.577 \cdot \mu_{ges} \cdot d_2\right) = 1.578 \cdot N \cdot m$

$W_t := \frac{\pi \cdot d_0^3}{16} = 7.336 \times 10^{-6} L$

$\tau := \frac{M_G}{W_t} = 215.095 \cdot \frac{N}{mm^2}$ maximale Torsionsspannung

$k_\tau := 0.5$ Reduktionskoeffizient (Empfehlung)

$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_{zmax}^2 + 3 \cdot \left(k_\tau \cdot \tau\right)^2} = 558.492 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Vergleichsspannung

$S_F := \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{red}} = 1.146$ >= Statische Sicherheit = 1 (bei Längskraft)

Dynamische Sicherheit

$F_{max} := \frac{1472}{2} N = 736 N$

$F_{min} := \frac{1357}{2} N = 678.5 N$

$F_a := \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = 28.75 N$ Ausschlagkraft

$F_m := F_V + \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = 864.786 N$ Mittelkraft

$\sigma_a := \frac{F_a}{A_S} = 3.274 \cdot \frac{N}{mm^2}$ Ausschlagsspannung

$$\sigma_A := 0.85 \cdot \left(\frac{150}{\frac{d}{mm}} + 45 \right) \cdot \frac{N}{mm^2} = 70.125 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ Ausschlagsfestigkeit des Gewindes

$$S_D := \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 21.416$$ >= Dynamische Sicherheit = 1.2

Flächenpressung

$A_p := 17.6mm^2$ Fläche der Schraubenkopfauflage

$$p := \frac{F_{sp} + \phi \cdot F_B}{A_p} = 262.657 \cdot \frac{N}{mm^2}$$ < Grenzflächenpressung (AlZnMgCu0.5=330N/mm^2)

Als Schrauben zur Fixierung des Lagerbocks am Kubelwellengehäuse werden daher Schaftschrauben M4x50 mit einer Festigkeitsklasse von 8.8 verwendet.

3.3.9.6 Kolbenschrauben (23)

Da die Schraube des Kolbens nur ein Auseinanderfallen des Kolbens verhindern soll und der Druck im Hydraulikraum nur eine Druckkraft auf die Schraube erzeugt, entfällt die Berechnung, da die Schraube der Belastung sicher standhält.

3.3.9.7 Kurbelwellenschrauben (56)

Die Schrauben der Kurbelwelle dienen nur zur axialen Sicherung und verhindern somit ein Auseinanderfallen der einzelnen Kurbelwellenteile. Da sonst keine Axialkraft wirkt, entfällt die Berechnung.

3.3.9.8 Stößelschrauben (10)

Da sich auf beiden Seiten der Membran der gleiche Druck einstellt und somit die Schraube des Stößels nur durch die Federkraft von 23 N belastet wird, entfällt die Berechnung der Schraube, da diese die Belastung sicher aushält.

4 Messungen am Prototyp

Zur Testung und zur Analyse des Konzepts der Rückgewinnung und der ausgelegten 4-kolbigen Membrankolbenpumpe, wurde ein vereinfachter Prototyp mit nur einem Arbeitskolben und einem Rückgewinnungskolben entwickelt und produziert (siehe Abbildung 39 - Abbildung 42). Der Prototyp soll dabei die vereinfachteste, funktionierende Version einer Membrankolbenpumpe darstellen (siehe Kapitel 2.6.2.3). Gegenüber dem ausgelegten Design besitzt er daher keine Stößel, die die Membranauslenkung beschränken und ein Auffüllen bzw. Abführen des Hydraulikfluids bewirken sollen. Stattdessen funktioniert das Auffüllen des Hydraulikfluids, das grundsätzlich über die Kolbendichtung verloren geht, über ein Leckergänzungsventil, das am unteren Totpunkt des Kolbens sitzt. Somit wird das Leckergänzungsventil nur geöffnet, wenn sich der Kolben in seinem unteren Totpunkt befindet und nicht als zusätzliches Saugventil zweckentfremdet. Der Rückgewinnungskolben lief bei den eigentlichen Messungen allerdings nur leer mit (siehe Kapitel 5).

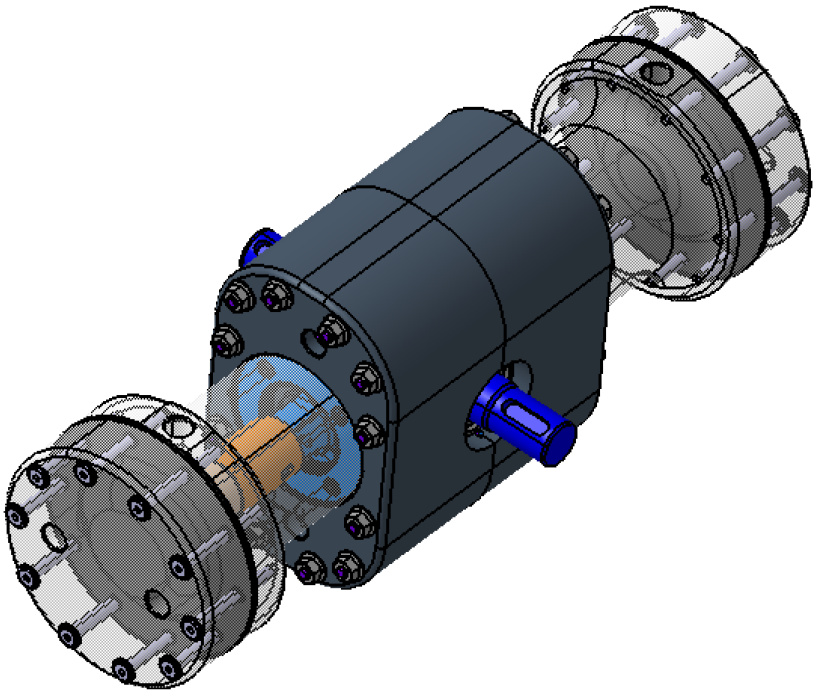


Abbildung 39: Gesamtansicht des Prototyps

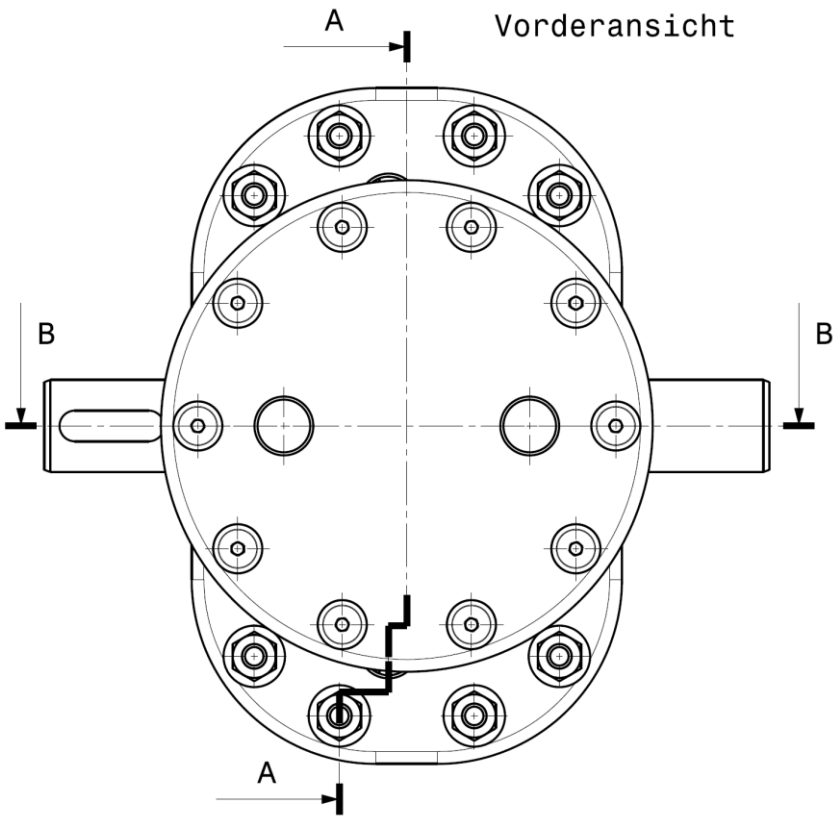


Abbildung 40: Schnittverläufe der Prototypansichten

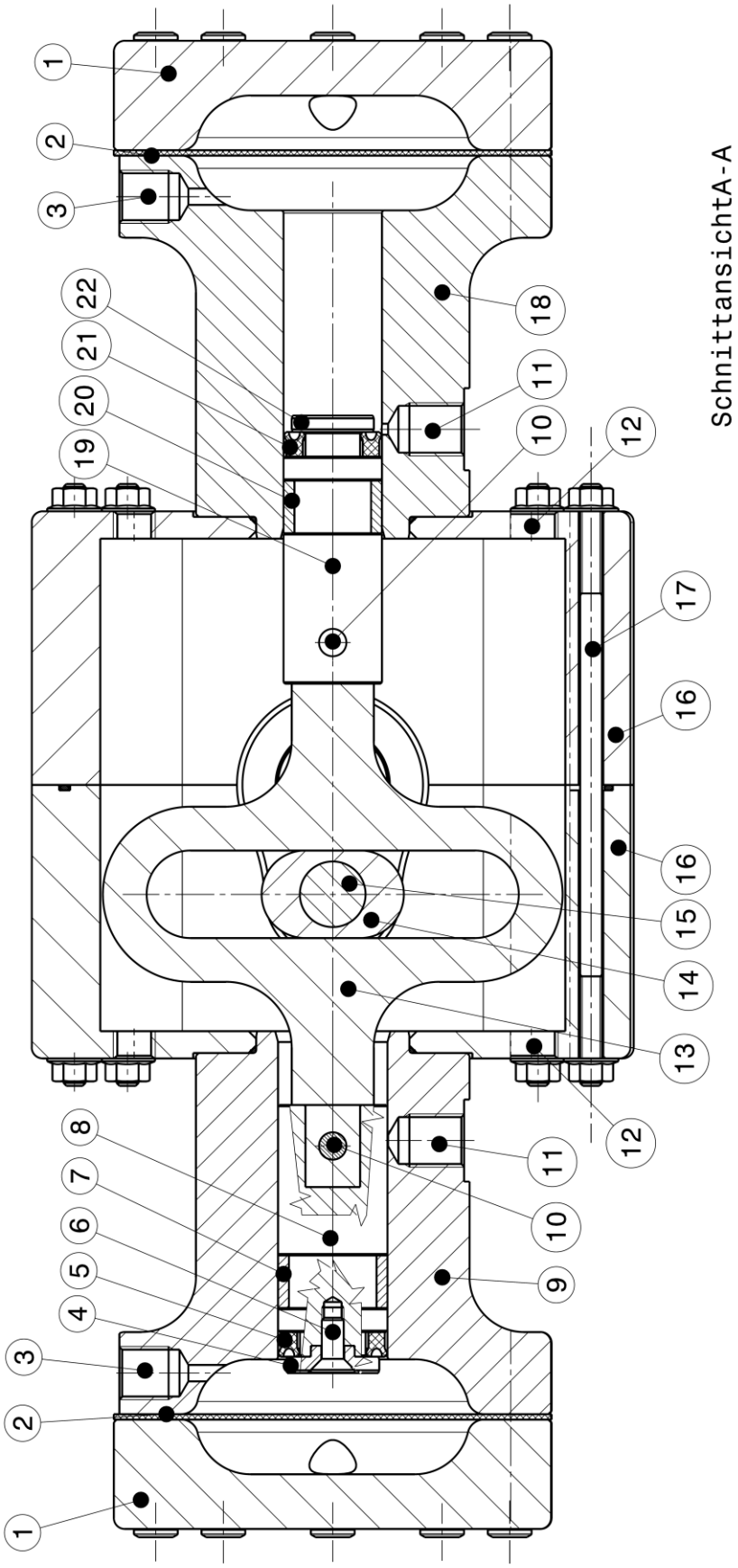


Abbildung 41: Schnittansicht A-A

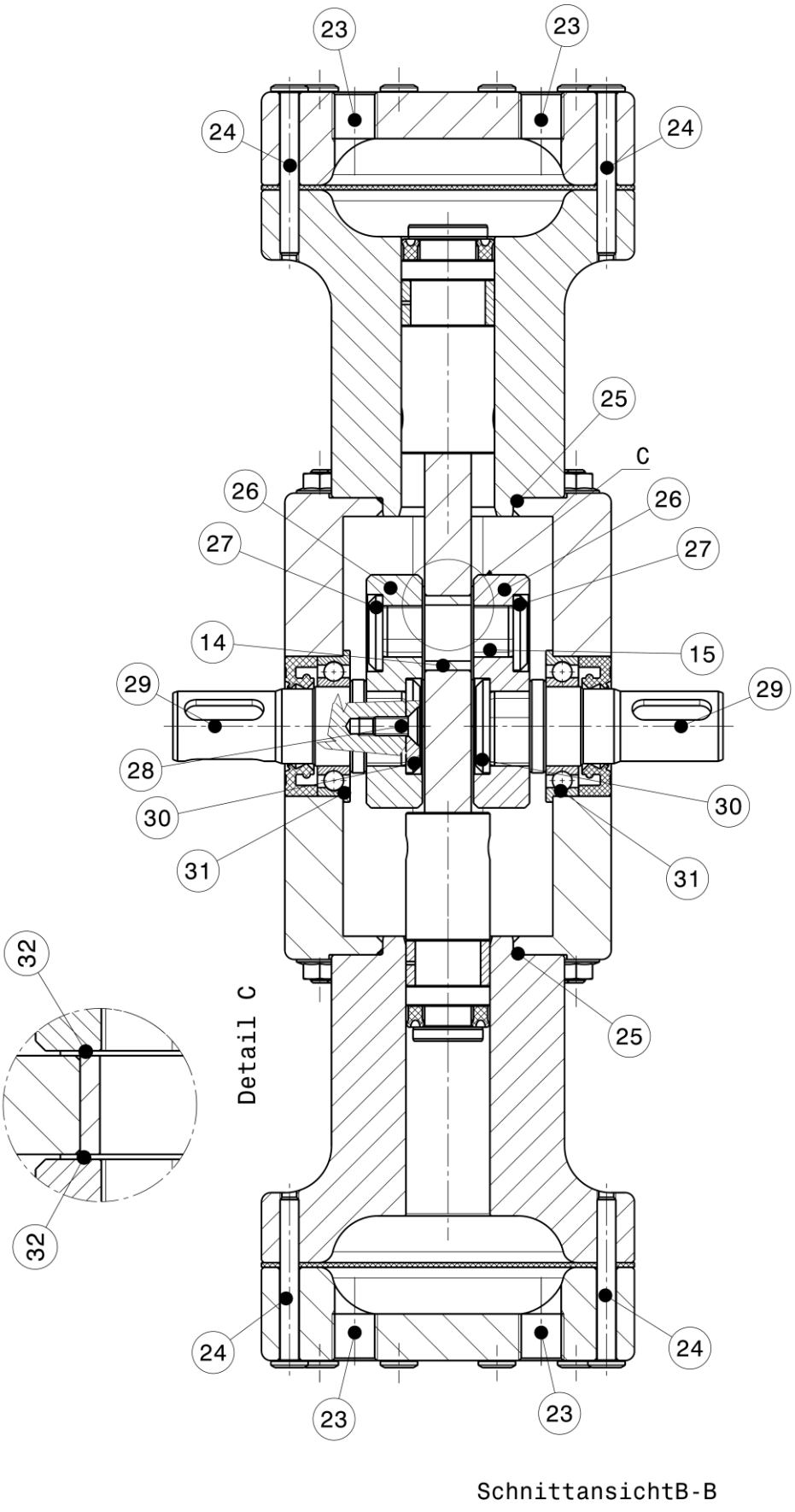


Abbildung 42: Schnittansicht B-B des Prototyps inklusive Detail C

Tabelle 3: Zuordnung der Teilenummern des Prototyps zu ihren Bezeichnungen

Teilenummer	Bezeichnung
1	Zylinderkopf
2	Membran
3	Entlüftungsbohrung
4	Kolbensupportring für den Hauptkolben
5	Kolbendichtung für den Hauptkolben
6	Kolbenschraube
7	Laufbuchse für den Hauptkolben
8	Hauptkolben (20 mm)
9	Zylindergehäuse für den Hauptkolben
10	Kolbenbolzen
11	Bohrung für Leckergänzungsventil
12	Bohrung für die Kurbelwellengehäuseentlüftung
13	Kulisse
14	Schubstück
15	Kurbelwellenzapfen
16	Kurbelwellengehäuse
17	Kurbelwellengehäuseschrauben (Gewindestangen mit selbstsichernden Muttern)
18	Zylindergehäuse für den Rückgewinnungskolben
19	Rückgewinnungskolben
20	Laufbuchse für den Rückgewinnungskolben
21	Kolbendichtung für den Rückgewinnungskolben
22	Kolbensupportring für den Rückgewinnungskolben
23	Ein-/Auslassbohrungen
24	Membraneinspannungsschrauben
25	O-Ring-Dichtung
26	Kurbelwellenwagen
27	Vorlegschreiben 16 mm
28	Kurbelwellenschrauben
29	Kurbelwellenantrieb-/Kurbelwellenabtriebsstück mit Passfederborhung
30	Vorlegschreiben 20 mm
31	Radialkugellager
32	Laufscheiben

Es ergab sich der in Abbildung 43 abgebildete Versuchsaufbau. Nachfolgende Teilenummern beziehen sich daher auf Abbildung 43. Ein spannungsgeregeltes Labornetzteil versorgt den Gleichstrommotor (1). Dieser treibt über eine Bogenzahnkupplung (2) und eine zweifach gelagerte Welle ein Zahnriemenrad (4) an. Mithilfe eines Zahnriemens und einem zweiten Zahnriemenrad (6) wird eine Übersetzung von 2 erzeugt und dadurch die Drehzahl halbiert. Der Riemen wird dabei über den Riemenspanner (5) vorgespannt. Das zweite Zahnriemenrad sitzt ebenfalls auf einer zweifach gelagerten Welle und treibt über eine Bogenzahnkupplung (2) die Membrankolbenpumpe (7) an. Zum Entlüften des Hydraulikraumes vor dem Kolben der Membrankolbenpumpe dient eine Entlüftungsbohrung mit dazugehörigem Schlauch (10). Über den Ansaugschlauch (9) wird Salzwasser beim Saughub angesaugt, passiert ein Rückschlagventil (8) und wird beim Druckhub in das Druckrohr (11) über ein zweites Rückschlagventil (8) ausgestoßen. Um Druck aufbauen zu können, sitzt am Druckschlauch ein einstellbares Drosselventil (12). Der Druck wurde mithilfe eines Drucksensors (14) und der Volumenstrom mithilfe eines Volumenstromsensors (13) gemessen.

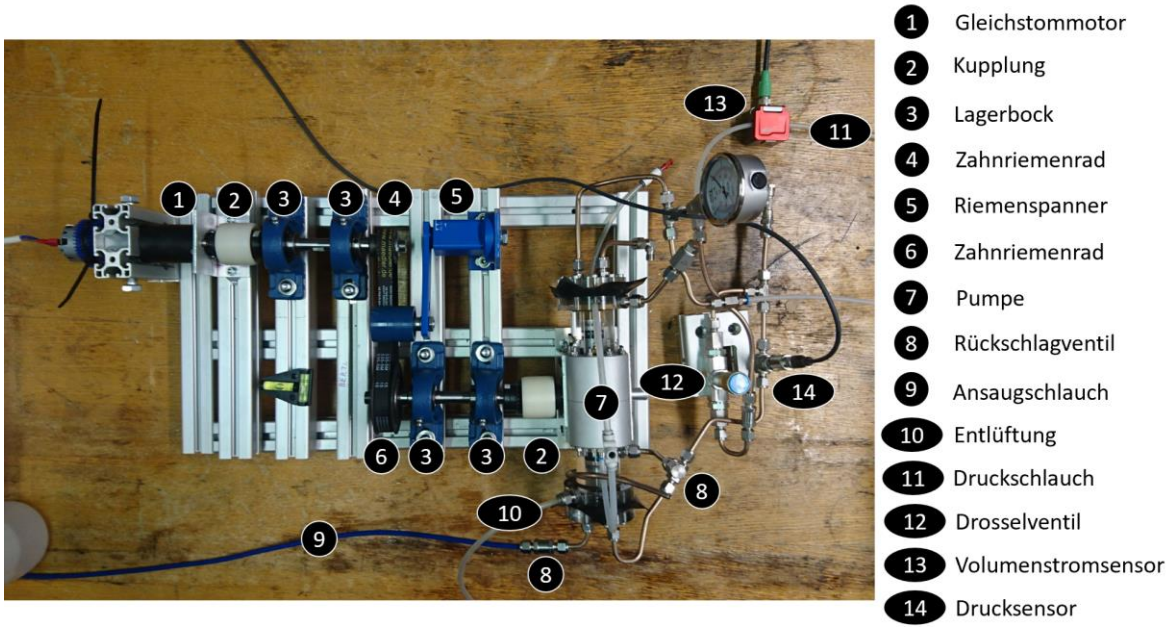


Abbildung 43: Versuchsaufbau

Bei den Messungen wurden zuerst bei verschiedenen Drehzahlen (50, 60, 70, 80 U/min) jeweils die maximal Drücke 5, 10 und 15 bar angefahren und die jeweiligen Druck-, Volumenstrom-, Spannungs- und Stromverläufe aufgezeichnet. Um die der Membrankolbenpumpe zugeführte Leistung an der Pumpenwelle für die Berechnung des Wirkungsgrades abschätzen zu können, wurden außerdem die Spannungs- und Stromverläufe bei entkoppelter Membrankolbenpumpe für die einzelnen Drehzahlen aufgezeichnet.

Als Netzteil für den Gleichstrommotor Nindec 405667 GMPI (Nihon Densan K.K., Kyōto, Japan) diente das EA-PS 2042-20B von EA Elektro-Automatik (EA Elektro-Automatik GmbH & Co. KG, Viersen, Deutschland). Die eingestellten Spannungswerte wurden mithilfe des Multimeters VC270 von Voltcraft (Conrad Electronic SE, Hirschau, Deutschland) kontrolliert und abgelesen. Die Stromwerte wurden über

eine Stromzange E3N von Chauvin Arnoux (Chauvin Arnoux, Paris, Frankreich) gemessen und mithilfe des Oszilloskops MSO2014 von Tektronix (Tektronix Inc., Beaverton, USA) aufgezeichnet. Zur Messung der Drehzahl wurde ein Reflektorstreifen aufgeklebt und mithilfe des Drehzahlmessers DT-20LK von Voltcraft (Conrad Electronic SE, Hirschau, Deutschland) gemessen. Die Daten des Drucksensors PU5414 von ifm (ifm electronic GmbH, Essen, Deutschland) und des Volumenstromsensors Sonoflow® C0.55 von Sonotec (Sonotec GmbH, Halle, Deutschland) wurden mithilfe eines compactRIO Systems und LabView 2018 (National Instruments, Austin, USA) aufgezeichnet.

Die für den Betrieb der Anlage nötige elektrische Leistung P_A setzt sich zusammen aus

$$P_A = P_M + P_G + P_{RT} + P_P \quad \text{(G 4.1)}$$

dabei bezeichnet P_M die zuzuführende elektrische Leistung für den Betrieb des Gleichstrommotors, P_G die zuzuführende Leistung für den Betrieb des Getriebes im verwendeten Gleichstrommotor, P_{RT} die zuzuführende Leistung für den Riementrieb und P_P die zuzuführende Leistung für den Betrieb der Membrankolbenpumpe.
Wird nun die Membrankolbenpumpe vom System entkoppelt, so ergibt sich die für den Betrieb notwendige elektrische Leistung im „Leerlauf“ P_{A_LL} aus

$$P_{A_LL} = P_{M_LL} + P_G + P_{RT} \quad \text{(G 4.2)}$$

wobei P_{M_LL} nicht P_M aus Gleichung (G 4.1) entspricht, da nicht angenommen werden kann, dass die zuzuführende elektrische Leistung zum Betrieb des Gleichstrommotors, schon allein wegen der Kupferverluste, gleich bleibt. Die zuzuführende Leistung des Getriebes P_G und die zuzuführende Leistung des Riementriebs P_{RT} sind für die Abschätzung des Wirkungsgrades als gleichbleibend angenommen worden.
Aus diesem Grund kann die der Membrankolbenpumpe zugeführte Leistung an der Kurbelwelle P_P über

$$P_P \approx P_M - P_{M_LL} - I^2 * R_{Wicklung} \quad \text{(G 4.3)}$$

$$P_P \approx U * I - U_{LL} * I_{LL} - I * (U - U_{LL}) \quad \text{(G 4.4)}$$

abgeschätzt werden, wobei P_M wieder die aufgenommene Leistung des Gleichstrommotors, P_{M_LL} die aufgenommene Leistung des Gleichstrommotors bei entkoppelter Membrankolbenpumpe, $R_{Wicklung}$ dem Wicklungswiderstand des Gleichstrommotors, I der Stromstärke bei gekoppelter Membrankolbenpumpe, U der Spannung bei gekoppelter Membrankolbenpumpe, I_{LL} der Stromstärke bei entkoppelter Membrankolbenpumpe und U_{LL} der Spannung bei entkoppelter Membrankolbenpumpe entspricht. Der Therm $I^2 * R_{Wicklung}$ stellt dabei die Kupferverluste der Wicklung dar. Die gemessenen Stromwerte bei gekoppelter und entkoppelter Membrankolbenpumpe wurden einer Rauschunterdrückung mithilfe von Matlab unterzogen.

Der Wirkungsgrad η der Membrankolbenpumpe wurde über die Formel

$$\eta = \frac{p * Q}{P_P} \quad \text{(G 4.5)}$$

abgeschätzt, wobei p dem Druck, Q dem Volumenstrom, $p * Q$ also der hydraulischen Leistung und P_P der zuvor ermittelten aufgenommenen Leistung an der Kurbelwelle entspricht. Zur Abschätzung der Wirkungsgrade wurden hierfür jeweils die gemittelten Werte für den Druck p, den Volumenstrom Q und der Leistung P_P verwendet (siehe Skript 1 in Kapitel 6.5). Die so erhaltenen drei Punkte pro Drehzahl (für 5, 10, 15 bar) wurden miteinander verbunden und in zwei Grafiken dargestellt. Da die Matlab-Skripten für beide Grafiken ähnlich sind, wurde in Kapitel 6.5 nur ein Skript exemplarisch dargestellt.

Zur Berechnung der Pumphöhe H_P für die Pumpenkennlinie wurde die Formel

$$H_P = \frac{p}{\rho * g} \quad \text{(G 4.6)}$$

herangezogen, wobei p dem Druck, ρ der Dichte von Wasser und g der Erdbeschleunigung entspricht. In einem Matlab-Skript wurde die Pumphöhe und der Volumenstrom wieder bei jeder Drehzahl für jeden Druck gemittelt, um jeweils einen Punkt für die Pumpenkennlinie zu erhalten (siehe Skript 2 in Kapitel 6.5). Die so erhaltenen drei Punkte pro Drehzahl (für 5, 10, 15 bar) wurden miteinander verbunden und in einer Grafik dargestellt.

4.1 Resultate

Der gemessene Druck- und Volumenstromverlauf bei einer Drehzahl von 70 U/min und einem Druck von max. 10 bar ist in Abbildung 44 zu sehen. Die anderen Druck- und Volumenstromverläufe zeigten ein ähnliches Bild. Zur Berechnung des Wirkungsgrades der Pumpe und zur Berechnung der Pumpenkennlinie wurden in weiterer Folge die Mittelwerte des Druck- und Volumenstroms verwendet. Es ist zu sehen, dass das Maximum des Volumenstroms in Abbildung 44 dem Maximum des Drucks etwas hinterherläuft.

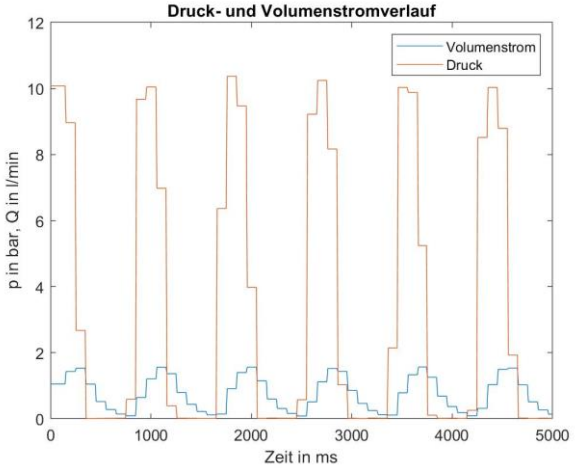


Abbildung 44: Druck- und Volumenstromverlauf bei 70U/min und 10bar

4.1.1 Wirkungsgrad der Membrankolbenpumpe

Die durch Matlab erhaltenen Grafiken zum Wirkungsgrad der Membrankolbenpumpe werden in Abbildung 45 dargestellt. Abbildung 45 (a) zeigt den Wirkungsgrad über den gemittelten Volumenstrom und (b) den Wirkungsgrad über den gemittelten Druck an. In beiden Grafiken ist zu sehen, dass der Wirkungsgrad bei geringen Drücken ca. 8-10 % beträgt und umso mehr ansteigt, je höher der Druck und je höher die Drehzahl wird. Bei den gemessenen Drücken bis 15 bar wurde ein maximaler Wirkungsgrad von 17 % erreicht.

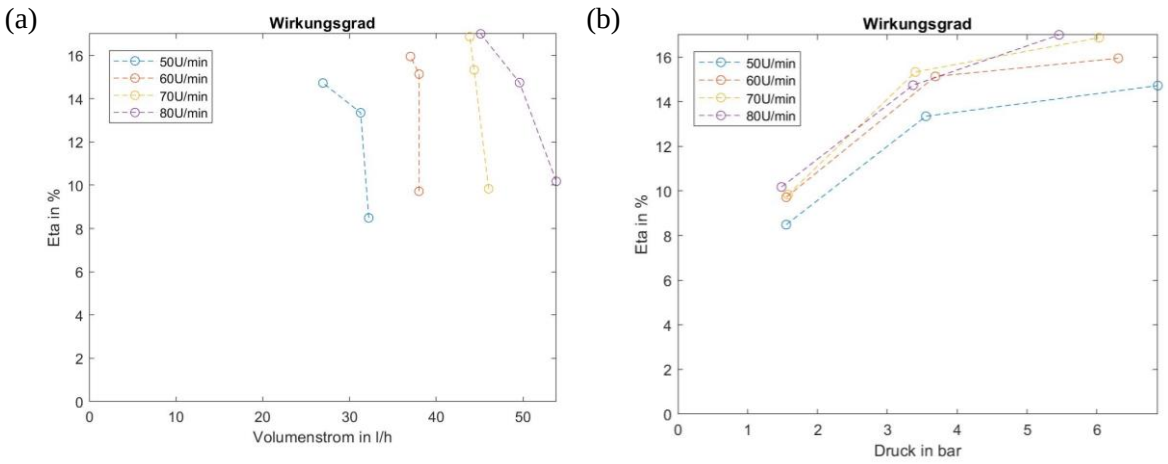


Abbildung 45: Wirkungsgrad über Volumenstrom (a) und über Druck (b)

4.1.2 Pumpenkennline

In Abbildung 46 (a) wird die über Matlab ausgewertete Pumpenkennlinie dargestellt. Es zeigt sich ein qualitativ ähnlicher Verlauf der Pumpenkennlinie, wie in der Literatur (siehe Abbildung 46 (b)) [37].

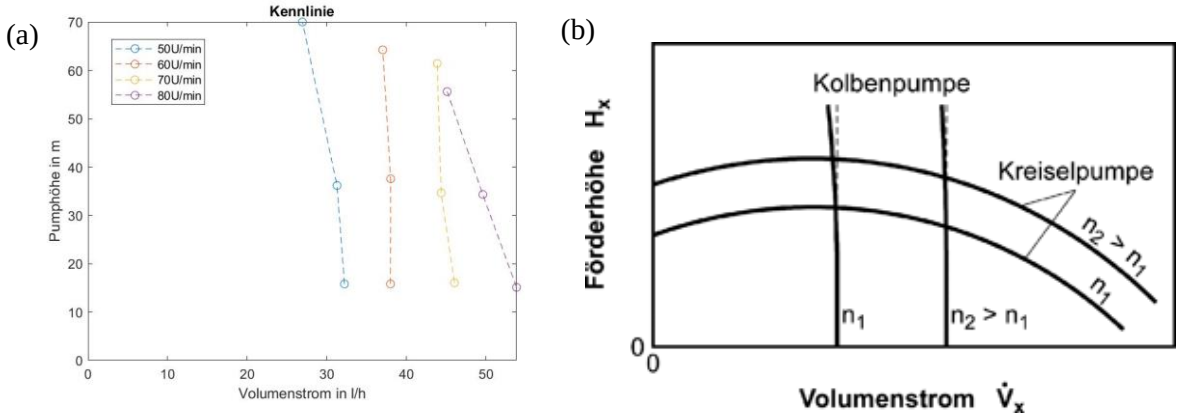


Abbildung 46: (a) Reale Pumpenkennlinie, (b) Pumpenkennlinie in der Literatur [37]

Kolbenpumpen zeigen eine Kennlinie bei der der Volumenstrom annähernd unabhängig von der Förderhöhe ist. Sie können bei fester Drehzahl nur einen bestimmten Volumenstrom ausstoßen, dafür

jedoch einen fast beliebigen Druck erzeugen (entsprechend der Belastungsgrenzen). Der Druck stellt sich dabei je nach Gegendruck des Prozesses ein [37].

Es ist in Abbildung 46 (a) zu sehen, dass der Volumenstrom bei steigender Drehzahl zunimmt, aber bei steigendem Druck (bis auf die Messung bei 80 U/min) keine signifikanten Volumenschwankungen auftreten. Werden die Werte des theoretischen Volumenstroms Q

$$Q = V_K * n \qquad \text{(G 4.7)}$$

wobei V_K dem Kolbenvolumen und n der Kurbelwellendrehzahl entspricht, mit den gemittelten Werten der einzelnen Messungen verglichen, dann ergibt sich eine Reduktion gegenüber dem theoretischen Volumenstroms von ca. 25 %.

4.1.3 Weitere Beobachtungen

Das aus Acrylglas bestehende Zylindergehäuse des Prototyps wies nach einigen Messungen bereits Mikrorisse an den Bohrungen der Membraneinspannungsschrauben ((24) nach Abbildung 42) auf (siehe Abbildung 47 (a)).

Die Membran musste mehrmals getauscht werden, da sie durch die am Zylinderkopf sitzenden Rückschlagventile perforiert wurde und somit kein Druckaufbau bzw. keine Förderung mehr möglich war (siehe Abbildung 47 (b)). Die Membran wurde hauptsächlich dann perforiert, wenn kein Gegendruck durch das Drosselventil vorhanden war oder Luft über den Ansaugschlauch angesaugt wurde.

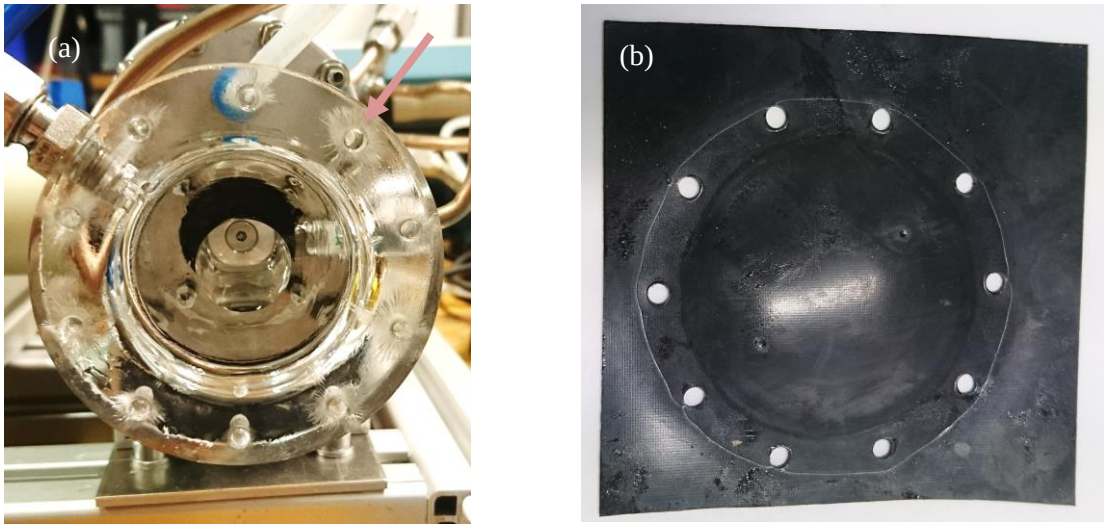


Abbildung 47: (a) Mikrorisse im Zylindergehäuse, (b) Perforierung der Membran

Weiters wurde die Färbung des Schmierstoff PEG 400 vor und nach dem Betrieb verglichen (siehe Abbildung 48 (a)). PEG 400 ist normalerweise eine klare, farblose Flüssigkeit, aber nach dem Betrieb der Membrankolbenpumpe zeigte sich eine deutliche Graufärbung. Durch die räumliche Trennung des Schmierstoffes vom gepumpten Salzwasser besteht jedoch keine Gesundheitsgefährdung, außer beim Riss der Membran.

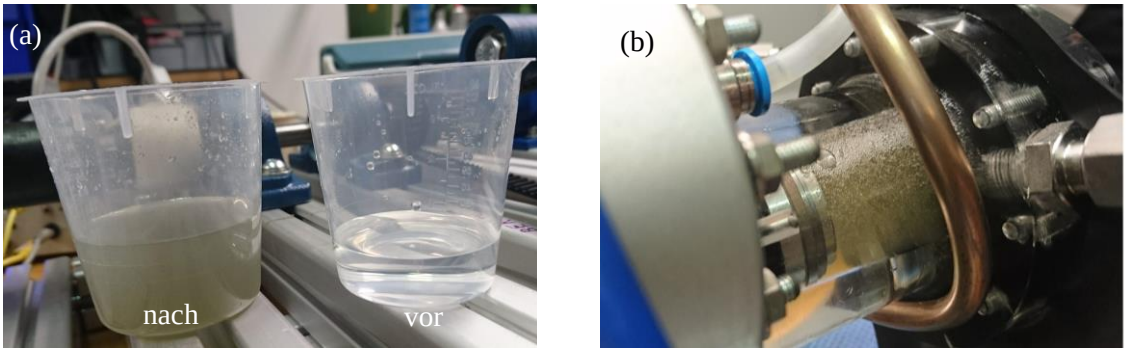


Abbildung 48: (a) Trübung des Schmierstoffes, (b) Gaskavitation beim Saughub

Wurde die Membrankolbenpumpe einige Zeit betrieben, entstanden beim Saughub ab einem gewissen Punkt schlagartig viele kleine Gasbläschen im Schmierstoff, die beim Druckhub wieder blitzartig verschwanden (siehe Abbildung 48 (b)). Durch die Kompressibilität des herausgelösten Gases kann es zu Dosierschwankungen kommen [20].

5 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick

Ziel dieser Diplomarbeit war die Entwicklung einer Hochdruckpumpe für eine fahrradbetriebene Umkehrosmoseanlage, bei der das zum Antrieb verwendete Fahrrad weiterhin einsatzfähig bleiben soll. Die Hochdruckpumpe war dabei auf einen Volumenstrom von 100 l/h gegen einen Druck von bis zu 55 bar auszulegen. Weiters sollte der Antrieb rein mechanisch über Pedale erfolgen und eine Energierückgewinnung zur Reduzierung des Leistungsaufwandes des Fahrradfahrers in das System integriert werden. Damit die Hochdruckpumpe später auf einem Fahrradgepäckträger Platz findet und der Ballast für den Fahrradfahrer gering ist, war die Baugröße und das Gewicht zu minimieren.

Um die mechanischen Komponenten in Hydrauliköl laufen lassen zu können und sie somit vor Salzwasser zu schützen wurde die Hochdruckpumpe als Membrankolbenpumpe ausgeführt. Um bei einem Riss der Membran das Trinkwasser nicht gesundheitsschädlich durch das Hydraulikfluid zu verunreinigen, wurde PEG400 als Hydraulikfluid verwendet. Der Aufbau der Hochdruckpumpe ist der eines V-180°-Motors ähnlich und besitzt 4 Kolben, wobei jeweils ein Hauptkolben und ein Rückgewinnungskolben gegenüberliegen. Um die Baulänge der Hochdruckpumpe zu reduzieren, damit die Membrankolbenpumpe auf einem Fahrradgepäcksträger Platz findet, wurde der übliche Kurbeltrieb durch eine Kulisse ersetzt. Dieses kompakte Design erweis sich als sehr zuverlässig. Weiters wurde das Gewicht der Membrankolbenpumpe durch die Verwendung von z.B. Aluminiumbauteilen verringert.

Messungen mit einem vereinfachten, zweikolbigen Prototyp haben gezeigt, dass die Membrankolbenpumpe, entsprechend den Anforderungen für die Umkehrosmose, den gewünschten Druck schnell aufbaut und durchschnittlich ca. 85 % des ausgelegten Volumenstroms erreicht.

Durch die Verwendung von Acrylglas für den Pumpenzylinder des Prototyps wurden die Tests auf einen Maximaldruck von 15 bar beschränkt. Der Vorteil dabei bestand in der optischen Zugänglichkeit des Kolbens und der Membran während der Tests.

Die Pumpenkennlinie verlief annähernd wie in der Literatur. Nur bei 80 U/min zeigte sich eine leichte Druckabhängigkeit der Pumpenkennlinie, die auf Volumenschwankungen durch das Ansaugen von Luft durch die entstandenen Mikrorisse im Acrylglas des Zylindergehäuses zurückzuführen sind. Acrylglas wurde aber nur für Test- und Anschauungszwecke als Material für das Zylindergehäuse ausgewählt und wäre für den Dauerbetrieb ungeeignet, da eben bereits nach wenigen Messungen Mikrorisse entstanden. Daher ist für den Dauerbetrieb und im Hinblick auf die Vorschriften der Lebensmittelindustrie und Korrosionsbeständigkeit ein Werkstoff mit höherer Festigkeit zu verwenden. Es ist daher ein geeigneter Edelstahl (z.B. 1.4410) für den Zylinderkopf der 4-kolbigen Membrankolbenpumpe zu verwenden.

Beim optimierten Design der 4-kolbigen Membrankolbenpumpe wurden außerdem Stößel eingebaut, welche die Membranauslenkung beschränken und gegebenenfalls einen Mangel bzw. Überfluss an Hydraulikfluid, aufgrund der generell nicht vollständig abdichtenden Kolbendichtung, ausgleichen sollen. Da der Prototyp diese Stößel noch nicht aufwies und Hydraulikfluid langsam über die Kolbendichtung abfloss, entstand ein Mangel an Hydraulikfluid im Hydraulikraum vor dem Kolben,

welcher die Entstehung vieler kleiner Gasbläschen im Hydraulikraum hervorrief. Wurde die Membran des Prototyps durch einen fehlenden Gegendruck oder durch das Ansaugen von Luft zu sehr ausgelenkt, wurde sie an den Rückschlagventilen perforiert und musste getauscht werden. Durch die in der 4-kolbigen Membrankolbenpumpe konstruierten Stößel, sollte dieses Verhalten allerdings nicht mehr auftreten. Die Funktion der Stößel sollte in weiterer Forschungsarbeit getestet werden.

Durch die Oxidation des nicht behandelten Aluminiums und der Reaktion des Kupferrohres, wies das Hydraulikfluid nach dem Betrieb eine zu erwartende Trübung auf. Durch die Membran in der entwickelten Membrankolbenpumpe, die den Salzwasserbereich vom Hydraulikbereich trennt, ist aber keine Gesundheitsgefährdung zu befürchten.

Weiters hat sich bei den Tests mit dem Prototyp gezeigt, dass aufgrund des Volumenstromverlustes durch die im System vorhandene Luft, der Elastizität des Systems und der Leckage im Taktventil eine Rückgewinnung soweit nicht möglich war, da nicht ausreichend Druck am Rückgewinnungskolben aufgebaut werden konnte. Die Querschnittsfläche des Rückgewinnungskolben müsste aus diesem Grund deutlich kleiner ausgeführt werden als berechnet, wobei die optimale Querschnittsfläche in weiterer Forschungsarbeit näher untersucht werden sollte.

Alternativ könnte z.B. ein Konzept mit einer Axialkolbenpumpe und einem Druckaustauscher (PX-Modul) weiterverfolgt werden (siehe Abbildung 49). Dies beinhaltet aber insgesamt drei Pumpen, nämlich eine Speisepumpe, die das Medium fördert und den Druck auf ca. 1 bar erhöht, eine Axialkolbenpumpe, die den gewünschten Druck von ca. 55 bar herstellt, und eine Zirkulationspumpe, die ein Umwälzen des Mediums bewirkt. Weiters befindet sich in diesem System noch ein Druckaustauscher (PX-Modul), der eine Energierückgewinnung erwirken soll [38].

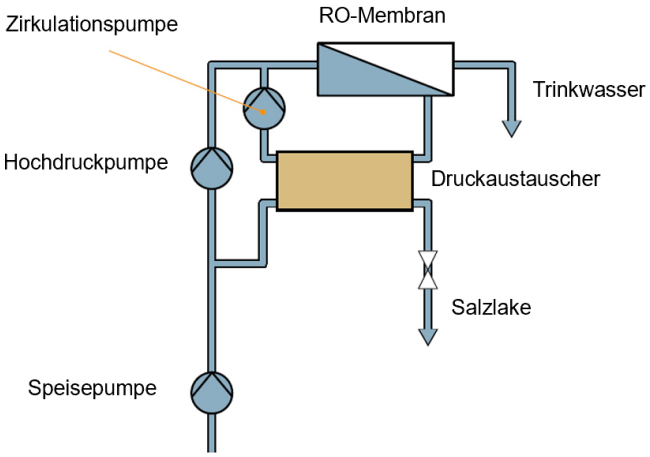


Abbildung 49: Konzept mit Druckaustauscher [38]

5.1 Schlussfolgerung

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Membrankolbenpumpe in Form und Funktion für den mobilen Einsatz in einer muskelkraftangetriebenen Umkehrosmoseanlage geeignet ist. Der benötigte Druck an der Membran wird schnell aufgebaut und ein ausreichender Volumenstrom von bis zu 46 l/h bei der Auslegungsdrehzahl von 70 U/min gefördert. Dies entsprich ca. 87 % des theoretischen Volumenstroms der ausgelegten Pumpe.

Es sollten jedoch konstruktive Verbesserungen hinsichtlich der Querschnittsfläche des Rückgewinnungskolbens ausgeführt werden, sowie auftretende Leckageverluste am Wegeventil (Steuerventil) durch konstruktive Maßnahmen reduziert werden, damit eine Druckunterstützung zur Reduktion des Antriebsmoments erreicht werden kann. Dennoch entspricht die Membrankolbenpumpe theoretisch den gewünschten Anforderungen, funktioniert rein mechanisch, ist relativ kompakt und kann in weiterer Folge auf einem geeigneten Fahrradgepäckträger platziert werden, um den Antrieb mittels Fahrrad als Systemeinheit zu testen.

6 Anhang

6.1 Mechanische Komponenten

Die grün hinterlegten Komponenten sind nach den technischen Zeichnungen herzustellen.

Kurbelwelle

Bezeichnung	Material/Festigkeitsklasse	Bestellnummer	Hersteller	Stk.
Passfeder A 4x4x20 DIN 6885	C45EC	03288-04x20	Norelem	2
Zahnriemenrad AT5	AlZnMgCu 0.5 (F45)	Synchronscheibe F45 22 AT5 / 26 - 2 Nabe 26x6	Breco	1
Madenschraube	Edelstahl A2-70	07165-103x10	Norelem	1
Kurbelwellenwangen	X17CrNi16-2 (1.4057)			4
Kurbelwellenantrieb	X17CrNi16-2 (1.4057)			1
Kurbelwellenmittelstück	X17CrNi16-2 (1.4057)			1
Kurbelwellenabtrieb	X17CrNi16-2 (1.4057)			1
Kurbelwellenzapfen	CuSn8 R540			2
Hülse Mittellager	Aluminium			2
Hülse Außenlager 1	Aluminium			1
Hülse Außenlager 2	Aluminium			1
Hülse Sicherungsring	Aluminium			1
Rillenkugellager		61902	SKF	3
Radialwellendichtring DIN 3760	NBR	14x28x7 HMSA10 RG	SKF	2
Sicherungsring DIN 471 - 15 x 1	Federstahl phosphatiert	07330-151000	Norelem	2
Sicherungsring DIN 472 - 28 x 1,2	Federstahl phosphatiert	07331-281200	Norelem	1
Senkkopfschrauben DIN 10642 M4x8	8.8; Stahl galvanisch verzinkt	106428100040008	Misumi	8
Vorlegscheiben M4 20mm	Stahl 1.0718 brüniert	07375-00420	Norelem	8

Ventilantrieb

Bezeichnung	Material/Festigkeitsklasse	Bestellnummer	Hersteller	Stk.
Ritzel	iglidur® I3		igus	1
Großrad	iglidur® I3		igus	2
Ventilwelle	X17CrNi16-2 (1.4057)			
Vierpunktlager		QJ 202 N2MA	SKF	2
Sicherungsring DIN 471 - 15 x 1	Federstahl phosphatiert	07330-151000	Norelem	4
Sicherungsring DIN 472 35 x 1,5	Federstahl phosphatiert	07331-351500	Norelem	2
Sicherungsring DIN 471 - 8 x 0.8	Federstahl phosphatiert	07330-080800	Norelem	3
Zahnraddeckel	Al4.5Mn0.7			1
Passfeder A 2x2x12 DIN 6885	EN 1.1191 Äquiv.	KESF2-12	Misumi	3
Zentrierstift ISO 8752 D5x10	Edelstahl 1.4310	03315-1050x10	Norelem	2
Labyrinthdichtung Sonderausführung	POM	DS 8x22x6.5	GMN	2
Flachkopfschrauben M5x40	Edelstahl	SSHS-M5X40-FT	Misumi	8
Radialwellendichtring DIN 3760	NBR	12x37x7 HMSA10 RG	SKF	2

Kolben und Kulisse

Bezeichnung	Material/Festigkeitsklasse	Bestellnummer	Hersteller	Stk.
Kulisse	Al4.5Mn0.7			2
Kolbenbolzen D5x16	Rostfreier Stahl	SPA-SUS-D5-16	Misumi	2
Kolbenbolzen D5x18	Rostfreier Stahl	SPA-SUS-D5-18	Misumi	2
Kolben 18mm	AlZnMgCu 0.5			2
Kolben 20mm	AlZnMgCu 0.5			2
Kolbensupportring 18mm	AlZnMgCu 0.5			2
Kolbensupportring 20mm	AlZnMgCu 0.5			2
Laufbuchse 18mm	POM	10E/DWR 18/2-9,6	Hydraulikdichtungen24	2
Laufbuchse 20mm	POM	10E/DWR 20/2-9,6	Hydraulikdichtungen24	2
Kolbendichtung 18mm	NBR, Turcon® T46	17PT0100180-T46N	Trelleborg	2
Kolbendichtung 20mm	NBR, Turcon® T46	17PT0100200-T46N	Trelleborg	2
Senkkopfschrauben DIN 10642 M4x10	8.8; Stahl galvanisch verzinkt	106428100040010	Misumi	4

Stößel und Membran

Bezeichnung	Material/Festigkeitsklasse	Bestellnummer	Hersteller	Stk.
Membran	NBR; 1mm	P534	Semperit; Persicaner	2
Stößel Stab	AlZnMgCu 0.5			4
Stößel Front	AlZnMgCu 0.5			4
Stößel Heck	AlZnMgCu 0.5			4
Senkkopfschraube DIN 10642 M4x12	8.8; Stahl galvanisch verzinkt	07175-404x12	Norelem	4
Feder	Rostfreier Stahl	C.147.110.0200.I	Vanel	4
Stößelführung	CuSn8			4
Sicherungsring DIN 472 - 56 x 2	Federstahl	004720000560000	Misumi	4

Gehäuse und Lagerbock

Bezeichnung	Material/Festigkeitsklasse	Bestellnummer	Hersteller	Stk.
Kurbelwellengehäuse	AlZnMgCu1.5			2
Zylindergehäuse 18mm	AlZnMgCu1.5			1
Zylindergehäuse 20mm	AlZnMgCu1.5			1
Zylinderkopf	Edelstahl 1.4410			2
Lagerbock	AlZnMgCu 0.5			1
Zentrierstift ISO 8752 D5x10	Edelstahl 1.4310	03315-1050x10	Norelem	6
Flachkopfschrauben DIN 4762 M4x50	8.8; Stahl; galvanisch verzinkt	047628600040050	Misumi	2
Senkkopfschrauben flach M10x30	10.9; Stahl SCM; chromatiert	CSHLC-STC-MS10-30	Misumi	16
Flachkopfschrauben DIN7984 M10x40	8.8; Stahl; galvanisch verzinkt	Z00135167	Zorotools	28
Gewindestange M5x125	4.6; Stahl;galvanisch verzinkt	4001796758317	Hornbach	14
Gewindestange M5x160	4.6; Stahl;galvanisch verzinkt	4001796758317	Hornbach	2
Mutter DIN 985 M5;selbstsichernd	Stahl; galvanisch verzinkt	4001796017964	Hornbach	32
O-Ring 30x1	NBR	OR7/030.00X1.00	Persicaner	4

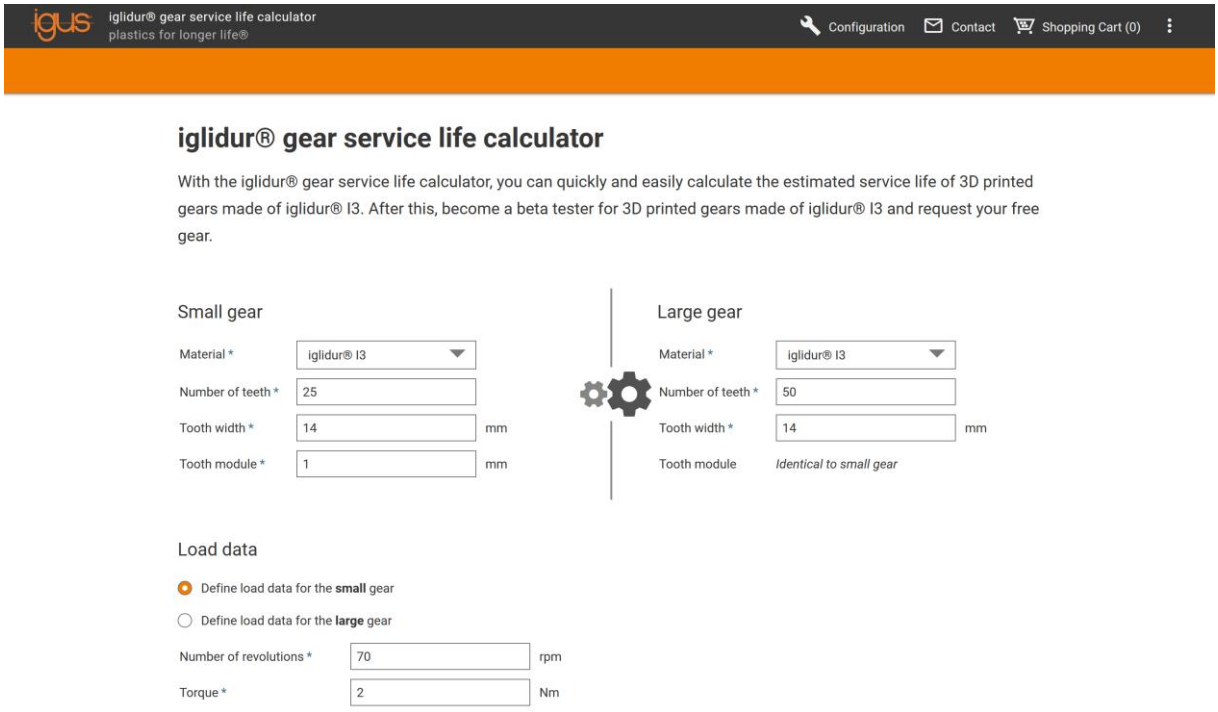
6.2 Verwendete Software

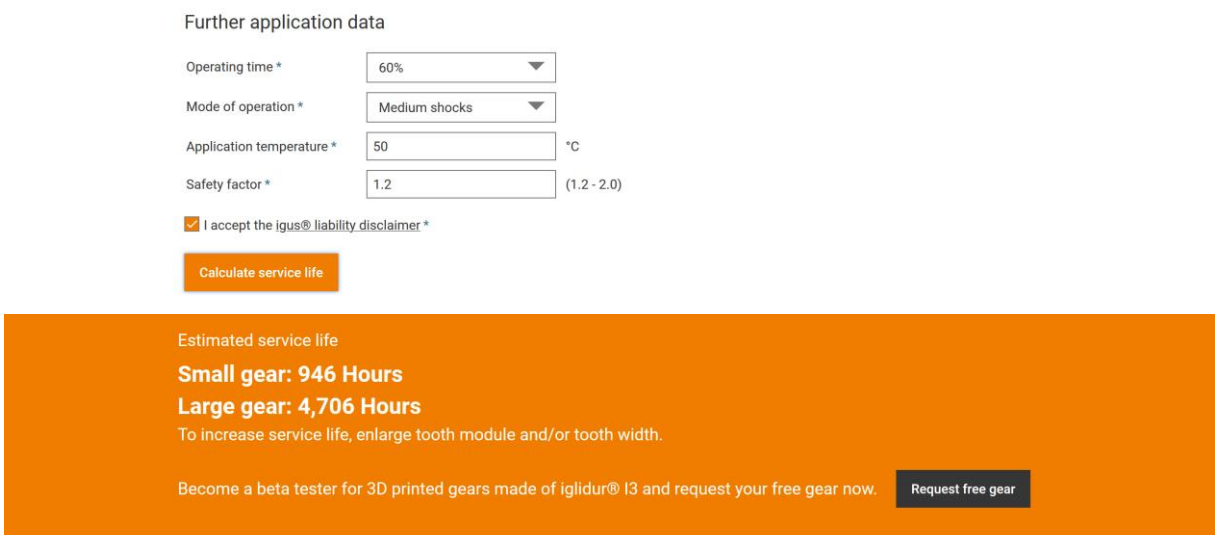
Bezeichnung	Hersteller	Version
CATIA®	Dessault Systèmes, Frankreich	CATIA V5 R21
Mathcad®	Parametric Technology Corp., USA	Mathcad 14
Matlab®	MathWorks, USA	R2019b
LabView®	National Instruments, USA	Labview 2018
Microsoft® Word	Microsoft Corporation, USA	Office 2016
Microsoft® Excel	Microsoft Corporation, USA	Office 2016
Microsoft® Power Point	Microsoft Corporation, USA	Office 2016

6.3 Verwendete Werkstoffkennwerte bei der FEM-Analyse

Bezeichnung	Wert
E-Modul	70000 N/mm^2
G-Modul	26000 N/mm^2
Poissonzahl	0,346
Isotrop	ja
Dichte	2710 kg/m^3
Wärmeausdehnung	$23{,}6*10^{-6}/K$

6.4 Berechnung der Kunststoffzahnräder





6.5 Matlab-Scripten zur Messungsauswertung

```
clear
clc

i=1;
j=1; %Leerlaufspannungswerte
k=2; %Spannungswerte

%Spannungen aus Excel einlesen
[num_U,txt_U] = xlsread(strcat('Spannungen_1.xlsx'));

for b=50:10:80
    punkte=zeros(3,2);
    U_L=num_U(j,3);

    %Leerlauf Stromstärke aus Exel einlesen
    [num_oszi_L,txt_oszi_L] = xlsread(strcat('Oszi\',int2str(b),'_L_1.xlsx'),'A16:B125016');

    for c=5:5:15
        % Volumenstrom, Druck, Stromstärke aus Excel lesen
        [num,txt] = xlsread(strcat('LabView\',int2str(b),'_',int2str(c),'bar_1.xlsx'), 'Untitled');
        [num_oszi,txt_oszi] = xlsread(strcat('Oszi\',int2str(b),'_',int2str(c),'bar_1.xlsx'),'A16:B125016');

        %Rauschfilterung
        I_filt = sgolayfilt(num_oszi(:,2),1,501); %Rauschunterdrückung
        I_filt_L = sgolayfilt(num_oszi_L(:,2),1,1001); %Rauschunterdrückung Leerlauf

        %Leistung berechnen
        %P=U*I-U_L*I_L-I(U-U_L)
        P=num_U(k,3)*I_filt-U_L*I_filt_L-I_filt*(num_U(k,3)-U_L);

        %Mittelwerte berechnen
        avg_volumenstrom = mean(num(:,4)); %in l/min
        avg_druck =mean(num(:,6))*10^5; %in Pa
        avg_P=mean(P); %in W

```

```
        %Wirkungsgrad berechnen
        %eta=p*Q/P
        avg_eta=((avg_druck*(avg_volumenstrom/60000))/avg_P)*100;

        %Punkte für eine Drehzahl und einen Druck sammeln
        punkte(i,1)=avg_volumenstrom*60; %l/h
        punkte(i,2)=avg_eta;
        i=i+1;
        k=k+1;
    end
    %Ausgeben
    plot(punkte(:,1),punkte(:,2), '--o')
    hold on;
    i=1;
    j=j+4;
    k=k+1;
end
plot(0,0);

axis tight
xlabel('Druck in bar')
ylabel('Eta in %')
title('Wirkungsgrad')
legend('50U/min','60U/min', '70U/min', '80U/min')
hold off;
```

Skript 1: Ermittlung des Wirkungsgrades

```
clear
clc

i=1;

for b=50:10:80
    punkte=zeros(3,2);
    for c=5:5:15
        %Aus Excel lesen
        [num,txt] = xlsread(strcat('LabView\',int2str(b),'_',int2str(c),'bar_1.xlsx'), 'Untitled');

        %Pumpenhöhe berechnen
        druck = num(:,6)*10^5; %Druck in Pa
        roh = 1000; %Dichte Wasser in kg/m^3
        g= 9.81; %Erdfallbeschleunigung in m/s^2
        pumphoehe = druck/(roh*g); %Pumphöhe in m

        %Mittelwerte berechnen
        avg_volumenstrom = mean(num(:,4)*60);
        avg_pumphoehe =mean(pumphoehe);

        %Punkte für bestimmte Drehzahl und Druck sammeln
        punkte(i,1)=avg_volumenstrom;
        punkte(i,2)=avg_pumphoehe;

        i=i+1;
    end

    %Ausgabe des Diagramms
    plot(punkte(:,1),punkte(:,2), '--o', 'DisplayName',strcat(int2str(b),'U/min'))
    hold on;

    i=1;
end
plot(0,0,'HandleVisibility','off');
axis tight
xlabel('Volumenstrom in l/h')
ylabel('Pumphöhe in m')
title('Kennlinie')
legend
hold off;
```

Skript 2: Ermittlung der Pumpenkennlinie

7 Literaturverzeichnis

[1] Deutsche UNESCO-Kommission, „UN-Weltwasserbericht 2019: Daten und Fakten“. https://www.unesco.de/presse/pressematerial/un-weltwasserbericht-2019-daten-und-fakten (zugegriffen März 23, 2020).

[2] D. Molden, International Water Management Institute, und Comprehensive Assessment of Water Management in Agriculture (Program), Hrsg., *Water for food, water for life: a comprehensive assessment of water management in agriculture*. London ; Sterling, VA: Earthscan, 2007.

[3] S. Elleuche und C. Styrsky, *Extreme Lebensräume*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin / Heidelberg, 2018.

[4] „Was passiert, wenn wir Salzwasser trinken?“ https://www.generationblue.at/WasserWissen/trinkwasser_abwasser/Was-passiert--wenn-wir-Salzwasser-trinken-.html (zugegriffen März 23, 2020).

[5] „Salinität“, *Wikipedia*. Aug. 10, 2019, Zugegriffen: März 23, 2020. [Online]. Verfügbar unter: https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Salinit%C3%A4t&oldid=191206841.

[6] K. Nikolaus und S. Ripperger, „Trinkwassergewinnung aus Meerwasser mittels Umkehrosmose“, *FS Filtr. Sep.*, S. 5, 2010.

[7] N. C. Administrator, „NASA’s ‚Salt of the Earth‘ Aquarius Reveals First Map“, *NASA*, März 16, 2015. http://www.nasa.gov/mission_pages/aquarius/multimedia/gallery/pia14786.html (zugegriffen März 23, 2020).

[8] H. Ritchie und M. Roser, „Access to Energy“, *Our World Data*, Sep. 2019, Zugegriffen: März 23, 2020. [Online]. Verfügbar unter: https://ourworldindata.org/energy-access.

[9] P. Ratner, „Where the water wars of the future will be fought“, *Big Think*, Okt. 18, 2018. https://bigthink.com/politics-current-affairs/where-the-water-wars-will-be-fought (zugegriffen Aug. 15, 2020).

[10] R. Venkatesha, A. Rao, und S. B. Kedare, *Portable Water Purifiers*. 2014.

[11] V. K. Ravi, V. Sushmitha, M. Venkata Praveen Kumar, und Amal Thomas, „Reverse Osmosis Water Purification by Cycling Action“, *Int. J. Latest Eng. Res. Appl. IJLERA*, Bd. 2, Nr. 5, S. 54–59, Mai 2017.

[12] H. P. Latscha, H. A. Klein, und M. Mutz, *Allgemeine Chemie: Chemie-Basiswissen I*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011.

[13] „Osmose“, *Wikipedia*. Jan. 05, 2020, Zugegriffen: März 25, 2020. [Online]. Verfügbar unter: https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Osmose&oldid=195529926.

[14] D. M. Davenport, A. Deshmukh, J. R. Werber, und M. Elimelech, „High-Pressure Reverse Osmosis for Energy-Efficient Hypersaline Brine Desalination: Current Status, Design Considerations, and Research Needs“, *Environ. Sci. Technol. Lett.*, Bd. 5, Nr. 8, S. 467–475, Aug. 2018, doi: 10.1021/acs.estlett.8b00274.

[15] S. S. Shenvi, A. M. Isloor, und A. F. Ismail, „A review on RO membrane technology: Developments and challenges“, *Desalination*, Bd. 368, S. 10–26, Juli 2015, doi: 10.1016/j.desal.2014.12.042.

[16] „Reverse Osmosis Membrane Separation“, *American Membrane Technology Association*. https://www.amtaorg.com/Reverse_Osmosis_Membrane_Separation.html (zugegriffen März 26, 2020).

[17] „Umkehrosmose Membrane Lewabrane®“, *UVT Umwelt- und Verfahrenstechnik*. https://www.uuvt.de/produkt-kategorie/umkehrosmose-membranen/ (zugegriffen März 26, 2020).

[18] K. C. Khulbe, C. Y. Feng, und T. Matsuura, Hrsg., „Pore Size, Pore Size Distribution, and Roughness at the Membrane Surface“, in *Synthetic Polymeric Membranes: Characterization by Atomic Force Microscopy*, Berlin, Heidelberg: Springer, 2008, S. 101–139.

[19] Prof. Jaberg, „Pumpen und Verdichter“, Technische Universität Graz, 2019, [Online]. Verfügbar unter: http://www.hfm.tugraz.at/fileadmin/user_upload/pdf/skripten/hysm/2019/HFM_Skript_Pumpen_und_Verdichter_komplett_STAND_2019-03.pdf.

[20] W. Eifler, E. Schlücker, U. Spicher, und G. Will, *Küttner Kolbenmaschinen*, 7., neu Bearbeitete Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009.

[21] G. Grabow, „The optimal working range of pumps and compressors“, *Forsch. Im Ingenieurwesen*, Bd. 67, Nr. 3, S. 100–106, 2002, doi: 10.1007/s10010-002-0084-1.

[22] A. Behr, D. W. Agar, und J. Jörissen, „Mechanische Verfahren“. Spektrum Akademischer Verlag, Heidelberg, S. 107–117, 2010, doi: 10.1007/978-3-8274-2195-1_9.

[23] LEWA, „triplex® process pumps for high-pressure processes“. http://www.lewa.com.br/en/pumps/process-pumps/triplex-process-pumps-for-high-pressure-processes/ (zugegriffen Apr. 17, 2020).

[24] I. Urieli, „Human Power Vehicles“. https://www.ohio.edu/mechanical/programming/hpv/hpv.html (zugegriffen Apr. 15, 2020).

[25] D. Drake und M. Solley, „Human Powered Reverese Osmosis for Producing Potable Water for Developing Countries“, gehalten auf der 9th Latin American and Caribbean Conference for Engineering and Technology, Medellin/Colombia, Aug. 2011.

[26] D. Drake und M. Solley, „Human Powered Reverese Osmosis for Providing Potable Water for Developing Countries“, gehalten auf der Undergrade Research Symposium, Apr. 06, 2012.

[27] A. Peramanan, A. Anto willy bald, P. Arunkumar, G. Naveen kumar, und A. Veera sekar, „Fabrication Of Human Powered Reverse Osmosis Water Purification Process“, *Int. J. Res. Aeronaut. Mech. Eng. IJRAME*, Bd. 2, Nr. 3, S. 90–95, März 2014.

[28] P. K. Kambale, A. S. Inamdar, O. A. Patil, und P. R. Kalburge, „Pedal Operated Water Pumping And Purification System Using Reverse Osmosis“, gehalten auf der 8th National Conference on „Emerging trends in Engineering and Technology“, März 2018, [Online]. Verfügbar unter: http://data.conferenceworld.in/BVCOE18/151.pdf.

[29] M. Jayamoorthy, B. Sridhar, und C. Subash, „Purification System Of Water By Cyclling“, *Int. Res. J. Eng. Technol. IRJET*, Bd. 4, Nr. 7, Juli 2017, [Online]. Verfügbar unter: https://www.irjet.net/archives/V4/i7/IRJET-V4I782.pdf.

[30] J. Gidwani, A. Kesheorey, R. Mishra, R. Lowanshi, und N. Lowanshi, „Pedal Powered Water Pumping and Purification“, *IJSART*, Bd. 2, Nr. 5, S. 10–13, Mai 2016.

[31] „H2O - Seawater to Freshwater as You Pedal Home“, *Changemakers*. https://www.changemakers.com/youthventure/bankingonyouth/entries/h2o-seawater-freshwater-you-pedal-home (zugegriffen Apr. 07, 2020).

[32] „Team H2O“, *Team H2O*. https://theh2o.wordpress.com/ (zugegriffen Apr. 07, 2020).

[33] „Katadyn Survivor 35“. https://www.katadyn.com/de/de/140-8013433-katadyn-survivor-35 (zugegriffen Apr. 06, 2020).

[34] „Gebrauchsanweisung Katadyn Survivor 35 (Model #8013433)“. Katadyn, [Online]. Verfügbar unter: https://www.katadyn.com/downloads/katadyn/manuals/desalinators/manual_survivor-35_de.pdf.

[35] „PEG - das Multitalent“, *DAZ.online*, Juni 25, 2015. https://www.deutsche-apotheker-zeitung.de/daz-az/2015/daz-26-2015/peg-das-multitalent (zugegriffen Apr. 29, 2020).

[36] S. Nižetić und A. Papadopoulos, *The Role of Exergy in Energy and the Environment*. Springer, 2018.

[37] M. Kraume, „Förderung von Fluiden“, in *Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik: Grundlagen und apparative Umsetzungen*, M. Kraume, Hrsg. Berlin, Heidelberg: Springer, 2012, S. 449–482.

[38] KSB SE & Co. KGaA, „Seawater desalination system“. https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/seawater-desalination-system/191728/ (zugegriffen Juli 23, 2020).

8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Gebiete mit physischer und wirtschaftlicher Wasserknappheit [2] 3
Abbildung 2: Meerwassersalinität in g/kg [7] 4
Abbildung 3: Bevölkerungsanteile mit Zugang zu Elektrizität [8] 5
Abbildung 4: Teilgebiete bei der Projektumsetzung 6
Abbildung 5: Wasseraufbereitungsmethoden mit einer Einteilung nach thermischen-/lichtbasierten, physischen, chemischen, membranbasierten und neuen Methoden[10] 8
Abbildung 6: Einstufige RO-Anlage ohne (a) und mit (b) Konzentratsrückführung nach [6] 10
Abbildung 7: Beispiel eines gewickelten RO-Moduls mit Darstellung des funktionellen Aufbaus [16] 11
Abbildung 8: Optimalbereiche für Fluidenergiemaschinen (Pumpen) [21] 12
Abbildung 9: Membrankolbenpumpe mit mechanischem Membranantrieb [20] 13
Abbildung 10: Sechs Entwicklungsschritte von einer Kolbenpumpe zu einer Membrankolbenpumpe mit hydraulischem Membranantrieb [20] 14
Abbildung 11: Schnittdarstellung eines LEWA Pumpenkopfs M500 [23] 17
Abbildung 12: Schnittdarstellung eines LEWA Pumpenkopfs M900 [23] 18
Abbildung 13: Schnittdarstellung eines LEWA Pumpenkopfs M400 [23] 18
Abbildung 14: Menschliche Leistung über Zeit bis zur Erschöpfung [24] 19
Abbildung 15: Pedalbetriebenes Wasseraufbereitungsgerät [29] 21
Abbildung 16: Pedalbetriebenes Wasseraufbereitungsgerät [30] 21
Abbildung 17: Handbetriebenes Entsalzungsgerät Katadyn [33], [34] 22
Abbildung 18: Restpulsationen des Volumenstroms bei unterschiedlicher Anzahl an Pumpenköpfen i und volumetrischen Wirkungsgraden η_v [20] 24
Abbildung 19: Skizze eines Boxermotors (a) und V-180°-Motors (b) 25
Abbildung 20: Prinzipskizze Kolbentrieb 25
Abbildung 21: 3D-Ansicht der Membrankolbenpumpe 33
Abbildung 22: Schnittführung der Membrankolbenpumpe 33
Abbildung 23: Schnittansicht A-A der Membrankolbenpumpe 34
Abbildung 24: Schnittansicht B-B der Membrankolbenpumpe 35
Abbildung 25: Schnittansicht C-C der Membrankolbenpumpe 36
Abbildung 26: Detailansichten der Membrankolbenpumpe 37
Abbildung 27: Vereinfachter Schnitt durch das Taktventil zur Erklärung des Prinzips 41
Abbildung 28: Vereinfachter Schaltplan der RO-Anlage 41
Abbildung 29: Skizze zur Berechnung der Membran 42
Abbildung 30: Freigemachte Kurbelwelle 44
Abbildung 31: Aufbau der Kurbelwelle 49
Abbildung 32: Von Mises Spannung Kulisse (Skalierungsfaktor 100) 62
Abbildung 33: Abweichungen Kulisse (Skalierungsfaktor 100) 63
Abbildung 34: Von Mises Spannung Kulisse ohne Rückgewinnung (Skalierungsfaktor 100) 63
Abbildung 35: Von Mises Spannung Kolben (Skalierungsfaktor 100) 64

Abbildung 36: Abweichungen Kolben (Skalierungsfaktor 100) 64
Abbildung 37: Von Mises Spannung Lagerbock (Skalierungsfaktor 100) 70
Abbildung 38: Abweichungen Lagerbock (Skalierungsfaktor 100) 70
Abbildung 39: Gesamtansicht des Prototyps 92
Abbildung 40: Schnittverläufe der Prototypansichten 93
Abbildung 41: Schnittansicht A-A 94
Abbildung 42: Schnittansicht B-B des Prototyps inklusive Detail C 95
Abbildung 43: Versuchsaufbau 97
Abbildung 44: Druck- und Volumenstromverlauf bei 70U/min und 10bar 99
Abbildung 45: Wirkungsgrad über Volumenstrom (a) und über Druck (b) 100
Abbildung 46: (a) Reale Pumpenkennlinie, (b) Pumpenkennlinie in der Literatur [37] 100
Abbildung 47: (a) Mikrorisse im Zylindergehäuse, (b) Perforierung der Membran 101
Abbildung 48: (a) Trübung des Schmierstoffes, (b) Gaskavitation beim Saughub 102
Abbildung 49: Konzept mit Druckaustauscher [38] 104

9 Formelverzeichnis

(G 2.1) 9
(G 2.2) 12
(G 4.1) 98
(G 4.2) 98
(G 4.3) 98
(G 4.4) 98
(G 4.5) 99
(G 4.6) 99
(G 4.7) 101

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Zuordnung der Teilenummern der Membrankolbenpumpe zu deren Bezeichnungen 38
Tabelle 2: Fortsetzung Zuordnung der Teilenummern der Membrankolbenpumpe zu deren Bezeichnungen 39
Tabelle 3: Zuordnung der Teilenummern des Prototyps zu ihren Bezeichnungen 96

11 Abkürzungsverzeichnis

bzw.	beziehungsweise
d.h.	das heißt
etc.	et cetera
ca.	zirka
z.B.	zum Beispiel
et al.	et alia
Äquiv.	Äquivalent
€	Euro
$	Dollar
%	Prozent
°	Grad (Winkel)
max.	maximal
ISO	International Organization for Standardization
DIN	Deutsche Industrienorm
PEG	Polyethylenglykol
NBR	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk
POM	Polyoxymethylene
RO	Reverse Osmosis (Umkehrosmose)
FEM	Finite-Elemente-Methoden
$\Delta\pi$	osmotischer Druck
f_0	Van't Hoff-Faktor
$\mathcal{R}$	allgemeine Gaskonstante
c_{Salz}	Molare Salzkonzentration
α	Dissoziationsgrad
ν	Anzahl der Ionen pro Salzmolekül
n	Drehzahl
Q	Volumenstrom
H	Pumphöhe
M	Moment
F	Kraft

r	Radius
P	Leistung
I	Strom
U	Spannung
R	Widerstand
p	Druck
η	Wirkungsgrad
ρ	Dichte
V	Volumen
A	Fläche
g	Erdbeschleunigung
h	Stunde
min	Minute
s	Sekunde
U/min	Umdrehungen pro Minute
l	Liter
m	Meter
mm	Millimeter
nm	Newtonmeter
g	Gramm
kg	Kilogramm
T	Temperatur
N	Newton
psi	Pound-force per square inch
Pa	Pascal
HP	Horse Power
W	Watt