



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Diplomarbeit

Entwicklung der Antriebseinheit für eine mobile pedalgetriebene
Entsalzungsanlage

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplomingenieurs unter
der Leitung von

Univ.Prof.in Dipl.-Ing. Dr.in techn. Margit Gföhler
(Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung)

sowie unter der Betreuung von
Univ. Ass. Dipl.-Ing. MEng Georgios Aronis
(Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung)

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

Hiebert Benjamin Michael
01326190



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

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 e1326190 vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die hohen Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden

Wien, 20.03.2023

Unterschrift



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Danksagung

Hiermit möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mir während meines Studiums und vor allem während meiner Diplomarbeit unterstützend zur Seite gestanden sind.

Im Besonderen gebührt mein Dank Frau Univ.Prof.in Dipl.-Ing. Dr.in techn. Margit Gföhler, die es mir durch ihre hilfreichen Anregungen ermöglicht hat, meine Diplomarbeit über dieses spannende Thema zu schreiben. Ihre konstruktive Kritik und ihre aufschlussreichen Hinweise waren von großer Bedeutung für den Verlauf der Arbeit.

Des Weiteren bedanke ich mich für die Geduld und Ausdauer von Univ. Ass. Dipl.-Ing. MEng Georgios Aronis, der mich bei der Entwicklung und dem Versuchsaufbau unterstützt hat.

Einen Dank richte ich auch an alle Werkstättenarbeiter, welche die notwendigen Bauteile angefertigt haben.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Familie und meinen Freunden und Freundinnen für ihre motivierende und hilfreiche Unterstützung bedanken.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Abstract

In the course of this diploma thesis a prototype for a purely mechanically operated mobile desalination plant, with the focus on the drive train, is designed with the aim to produce drinking water. In order to be able to use the human power and to fulfill the requirement of mobility a bicycle is used.

At the beginning, different methods of seawater desalination are presented in an overview and the history and function of the membrane processes are described. Furthermore, already existing concepts for mobile desalination plants are considered.

First, the question of the power to be transmitted must be clarified in order to be able to design a drive train. Therefore, the actuation by the human muscle is briefly explained and the „critical power “ is defined.

A quickreturn mechanism is designed to transform the rotational motion into a translational one.

However, the force that a human can reasonably apply is not sufficient by itself to operate a desalination system. This circumstance is compensated for by using a double-acting piston to recover energy from the brine.

The components used, filter, piston and drive train are compactly located on two levels and connected to the sprocket cluster via a chain. In order not to permanently drive the mechanism, a solution is presented for an adapted sprocket cluster to be able to switch between cycling and desalination operation.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Kurzfassung

Im Zuge dieser Diplomarbeit wird ein Prototyp für eine rein mechanisch betriebene, mobile Entsalzungsanlage, mit dem Schwerpunkt auf dem Antriebsstrang, ausgelegt, mit dem Ziel Trinkwasser zu erzeugen.

Um die Leistung des Menschen nutzen zu können und die Anforderung der Mobilität zu erfüllen wird ein Fahrrad eingesetzt.

Zu Beginn werden überblicksmäßig die unterschiedlichen Methoden der Meerwasserentsalzung dargestellt und die Geschichte und Funktion der Membranverfahren beschrieben. Des Weiteren werden bereits bestehende Konzepte für mobile Entsalzungsanlagen betrachtet.

Zuerst muss die Frage der zu übertragenden Leistung geklärt werden, um einen Antriebsstrang auslegen zu können. Im Zuge dessen wird kurz der Motor Muskel erklärt und die „kritische Leistung“ definiert.

Für die Transformation der rotatorischen Bewegung in eine translatorische wird ein Quickreturnmechanismus ausgelegt.

Die Kraft, die ein Mensch sinnvoll aufbringen kann, reicht jedoch alleine nicht aus, um eine Entsalzungsanlage zu betreiben. Dieser Umstand wird ausgeglichen auszugleichen, indem ein doppelwirkender Kolben für die Energierückgewinnung aus der Sole eingesetzt wird.

Die verwendeten Komponenten, Filter, Kolben und Antriebsstrang sind kompakt auf zwei Ebenen verortet und über eine Kette mit dem Ritzelpaket verbunden. Um nicht permanent den Mechanismus anzutreiben, wird eine Lösung für ein angepasstes Ritzelpaket vorgestellt, um zwischen Fahrrad- und Entsalzungsbetrieb umschalten zu können.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Abkürzungsverzeichnis

A_e	Anteil der aeroben Energiezufuhr
A_n	Anteil der anaeroben Energiezufuhr
$A_{projiziert}$	Projizierte Zylinderfläche
a_1	Ausfallwahrscheinlichkeit
a_{ISO}	Faktor der Betriebsbedingungen
ATP	Adenosintriphosphat
ADP	Adenosindiphosphat
APR	Anaerobic power reserve
OmPD	Omni power duration
c_F	osmotisch wirksame Konzentration
C	Lagertragzahl
CP	Critical Power
CV	Critical Velocity
D_{K1}	größter Durchmesser des Wellenabsatzes
d	allgemein für Durchmesser
E_{kin}	kinetische Energie
EOC	Energetisch Optimale Kadenz (energetically optimally cadence)
FCC	frei gewählte Kadenz (freely chosen cadence)
f	Korrekturfaktor
F_{tat}	tatsächlich auftretende Kraft
F_{Ar}	Radiale Auflagerkraft
F_{Aa}	Axiale Auflagerkraft
F_{An}	Antriebskraft der Antriebswelle
F_{Achsex}	x-Komponente der Kraft auf die Achse durch die Führung
F_{Achsey}	y-Komponente der Kraft auf die Achse durch die Führung
F_{Br}	Radiale Auflagerkraft
$F_{Festlager,r}$	wirkende radiale Kraft auf das Festlager der Achse
$F_{Festlager,a}$	wirkende axiale Kraft auf das Festlager der Achse
$F_{Loslager}$	wirkende Kraft auf das Loslager der Achse
F_{Kolben}	Auf den Kolben wirkende Kraft
F_{QR}	Abtriebskraft der Antriebswelle
h_0	Abstand zwischen Rotationsmittelpunkt der Scheibe und dem Festlager
h_{system}	Höhe des QR-Systems
H_{Kolben}	Hub des Zylinders
i	Übersetzungsmatrix
K_1	Technologischer Größeneinflussfaktor

K_A	Anwendungsfaktor nach DIN 3990
K_S	Lasterhöhungsfaktor
K_V	Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung
l	Allgemein für eine Länge
l_{QRA}	Abstand zwischen Abtrieb und Festlager
l_{AA_n}	Abstand zwischen Festlager und Antrieb
l_{AnB}	Abstand zwischen Antrieb und Loslager
l_{BEnde}	unbelasteter Wellenabschnitt nach Loslager
$l_{FestLos}$	Abstand zwischen Festlager und Loslager der Achse
$l_{FestFuehrung}$	Abstand zwischen Festlager und Kraftangriffspunkt durch die Führung der Achse
L_{nmh}	erweiterte modifizierte Lebensdauer in Stunden
L_{10h}	nominelle Lebensdauer in Stunden
LT1	anaerobe Schwelle
M_{An}	Antriebsmoment der Antriebswelle
M_{bges}	Biegemoment
M_{pedal}	wirkendes Moment an der Kurbel
$M_{Ritzelpaketmax}$	maximal mögliches Moment am Ritzelpaket
M_{QR}	Abtriebsmoment der Antriebswelle
MSF	Multistage Flash
MED	Multieffect Destillation
VC	Vapor Compression
n	Drehzahl
$NaCl$	Natriumchlorid
P	Leistung
P_0	statisch äquivalente Lagerbelastung
p_{osm}	osmotischer Druck
PSS	Practical Salinity Scale
QR	Quickreturn
Q_i	generalisierte Kräfte
R_1	Rohrdurchmesser
R	allgemeine Gaskonstante
R_a	allgemeine Rauheit
R_z	mittlere Rauheit
r	Wirkradius des Mechanismus
r_{QR}	Abstand des Kraftangriffspunkt zur neutralen Faser
r_{An}	Abstand des Kraftangriffspunkt
$r_{LagerBolzen}$	Abstand zwischen Lager und Wellenbolzen
$r_{LagerZylinder}$	Abstand zwischen Lager und Kolben
SDI	Silt Density Index
S_0	tatsächlich auftretende Sicherheit
S_{Bolzen}	auftretende Sicherheit der Bolzen des Ritzelpakets
S_{stat}	mind. statische Sicherheit

S_{dyn}	mind. dynamische Sicherheit
S_{DB}	Sicherheit für Dauerbruch
S_{Fmax}	Sicherheit für Gewaltbruch
t	Zeit
T	Temperatur
TDS	total dissolved solids
UO	Umkehrosmose
V	potentielle Energie
W'	Maß für das Ausmaß des anaeroben Energiespeicher
X_0	statischer Radialfaktor
Y_0	statischer Axialfaktor
z	Zähnezahlvektoren
α	Winkel des Füllhubs
β	Winkel des Arbeitshubs
σ	allgemeine Bezeichnung für eine Spannung
δ_{spalt}	Länge des Wellenbolzens
σ_{tat}	tatsächliche Spannung
σ_v	Vergleichsspannung
σ_{zul}	zulässige Spannung
τ	allgemeine Bezeichnung für eine Schubspannung
ξ	zurückgelegter Weg des Wellenbolzens in der Führung
$\dot{\xi}$	translatorische Geschwindigkeit des Wellenbolzens in der Führung
ω	Bezeichnung der Winkelgeschwindigkeit
ψ	Kippwinkel der Führung
$\dot{\psi}$	Kippwinkelgeschwindigkeit der Führung
ψ_{max}	maximaler Ausschlag der Führung



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Bedürfnispyramide nach Maslow	1
1.2	Darstellung der voraussichtlichen Wasserknappheit weltweit im Jahr 2025, Quelle: unverändert aus [4]	2
1.3	Konzeptioneller Aufbau des Systems. Es untergliedert sich grob in drei zu bearbeitende Bereiche, Antrieb, Energierückgewinnung durch einen doppelwirkenden Kolben und Filtermodul	3
2.1	Salzgehalt der Meere und Ozeane der Welt dargestellt anhand der PSS (Practical Salinity Scale), Quelle: unverändert aus [9]	5
2.2	Prinzip der Umkehrosmose. Auf der linken Seite ist der Endzustand zu sehen und auf der rechten Seite der Anfangszustand. Quelle: unverändert aus [12]	8
2.3	Permeatoutput in Prozent über den Fluss über hintereinandergeschaltene Filtermodule. Quelle: unverändert aus [10]	9
2.4	Methoden der Membrantrennverfahren, Quelle: unverändert aus [15, S.2]	10
2.5	Funktionsprinzip einer Membran, Quelle: unverändert aus [15, S.1]	11
2.6	Modulbauarten und ihr passender Verwendungszweck, Quelle: unverändert aus [15, S.200]	12
2.7	Überblick des Aufbaus und der Funktionsweise eines Rohrmoduls. Quelle: unverändert aus [15, S.157]	13
2.8	Darstellung eines Kissenmoduls, Quelle: unverändert aus [15]	13
2.9	In Bild 4.1 wird der Aufbau der Schichten dargestellt. In 4.2 ist der „Wickelpprozess“ dargestellt. Zu guter Letzt ist das komplette Modul in 4.3 zu sehen. Quelle: unverändert aus [12]	14
2.10	Aufbau eines Skelettmuskels, Quelle: unverändert aus [19]	16
2.11	Schematische Darstellung des Zusammenhangs zwischen Leistung und Zeit für Hochintensitätsübungen. Des Weiteren sind die unterschiedlichen Intensitäten eingetragen. Die vier Punkte stellen schematisch vier unterschiedliche Erschöpfungszeitpunkte dar. Quelle: unverändert aus [20]	16
2.12	Zusammenfassung mathematischer Modelle und ihrer Gültigkeitsbereiche, Quelle: unverändert aus [23]	18
2.13	Graphische Darstellung des Zusammenhangs von W' und CP. Quelle: unverändert aus [20]	19
2.14	Hydrostatisches Modell des Zusammenhangs von CP und W' [28]	20
2.15	Maximal erreichte Leistung bei konzentrischer und exzentrischer, isokinetischer Last; Quelle: unverändert aus [33]	21
2.16	Modell eines Scotch Yoke Mechanismus bestehend aus drei Komponenten. 1...Stab mit konstanter Länge, 2...gelenkig gelagerter Gleitschuh, 3...Führung des Gleitschuhs mit Kolbenstange, Quelle unverändert aus: [45]	23

3.1	Schematische Darstellung und Zusammenhang aller betrachteten Bauteile des Systems Antriebstrang. Das Moment wird über Pedale auf Kurbelgarnitur aufgebracht → Kraftübertragung zu Ritzelpaket über Kette 1 → Kraftübertragung zu Kettenblatt Antriebswelle über Kette 2 → Kraftübertragung über Antriebswelle, Führung und Achse zum Kolben	26
3.2	Skizze QR-Mechanismus, 1...Stirnseite der Antriebswelle, 2...Führung, 3...Kolbenstange	29
3.3	3D Modell des Kettenspanners, 1...Abstandshülse, 2...M10 Schraube, 3...Wellenmutter, 4...Rillenkugellager 5...Hülse für Kettenblatt, 6...Kettenblatt, 7...Wellenmutter, 8...Wellenmutter, 9...Durchgangsbohrungen für Befestigung an Bodenplatte, 10...Fixierung für Bodenplatte	31
3.4	3D Modell der Antriebswelle	34
3.5	Ersatzmodell der Welle für Fall 2. Die wirkenden Kräfte sind auf die neutrale Faser reduziert, mit einem zu berücksichtigenden Torsionsmoment.	35
3.6	Biegemomentenverlauf der Antriebswelle	36
3.7	Antriebswelle mit Kennzeichnung der berechneten Kerbe	36
3.8	3D Modell der Führung	38
3.9	Freigeschnittenes Ersatzmodell der Führung	38
3.10	Führung des Mechanismus	39
3.11	Teilzusammenbau des Prototypen, 1...Verbindungsbolzen für Adapter, 2...Adapter für Kolbenstange, 3...Gleitlagerbuchse, 4...Festlager, 5...Loslager, 6...Führung	40
3.12	3D Modell der Achse	41
3.13	Freigeschnittenes Ersatzmodell der Achse	41
3.14	Biegemomentenverlauf der Achse	42
3.15	Achse mit beschrifteten Kerben	43
3.16	Zusammenbau der Achse mit Stehlagern und Gleitlagerbuchse, 1...Loslager, 2...Festlager, 3...Achse, 4...Gleitlagerbuchse	44
3.17	Adapter für Kolbenstange; 1...Adapter mit Bohrung, 2...Bolzen des Adapters, 3...Gleitlagerhülse	45
3.18	Zusammenbau des Prototypen als CAD-Modell, 1...Zweiteilige Kolbenhalterung, 2...Adapter für die Kolbenstange, 3...Führung, 4...Festlager Welle, 5...Freilaufgehäuse mit Kettenblatt, 6...Kettenblatt Antriebswelle, 7...Loslager Welle, 8...schaltbares Ventil, 9...Antriebswelle, 10...Hülse der Kolbenhalterung, 11...Achse, 12...Filtermodul, 13...Loslager Achse, 14...Festlager Achse, 15...Zylinder	48
3.19	Oben links ist der Verlauf von ψ dargestellt, dies entspricht dem Verlauf der Kippbewegung der Führung; rechts oben ist die Winkelgeschwindigkeit der Führung dargestellt; links unten ist das Bogenmaß des Wellenbolzens dargestellt; unten rechts ist die relative translatorische Geschwindigkeit des Wellenbolzens in der Führung beschrieben.	49
3.20	Geschwindigkeits- und Druckverlauf am Kolben	50
3.21	Druckverlauf vor dem Filter ohne Pulsationsdämpfer für einen Zyklus	52
3.22	Doppelwirkender Kolben Prinzip, 1...Einspeisung von Meerwasser, 2...Richtung Membran, 3...vom Filter, 4...Richtung Umgebung	53

3.23	Abbildung (a) zeigt das adaptierte Ritzelpaket von hinten mit den Sicherungsbolzen. Abbildung (b) zeigt das modifizierte Ritzelpaket von vorne.	55
3.24	Darstellung des aufgeschnittenen Ritzelpakets, 1...Bolzen für Momentenübertragung, 2...Abstandshülse, 3...Rillenkugellager, 4...Abstandshülsen des originalen Ritzelpakets, 5...Abstandshülse für Lagerinnenringe, 6...Hülse für kinematische Entkoppelung, 7...Scheibe für Lagersicherung	56
4.1	Schnitt des Antriebstrangs; 1...Antriebswelle, 2...Loslager Welle, 3...Freilauf, 4...Adapter für Kettenblatt, 5...Kettenblatt, 6...Festlager Welle, 7...Führung, 8...Adapter für Kolben, 9...Bolzen des Adapters für Kolben, 10...Gleitlager Bolzen des Adapters, 11...Festlager Achse, 12...Achse, 13...Loslager Achse, 14...Gleitlagerhülse Achse, 15...Gleitlagerhülse Wellenbolzen, 16... Gewindestangen, 17...Bodenplatte, 18...Fuß der Bodenplatte	59
4.2	Kettenblatt der Antriebswelle, montiert auf einer Hülse mit Freilauf. 1...Kettenblatt, 2... Scheibe für Kettenblatt, 3...Freilauf	60
4.3	Teilzusammenbau der Welle, 1...Hülse auf Wellenbolzen, 2...Festlager, 3...montiertes Kettenblatt der Antriebswelle, 4...Loslager	60
4.4	Unterteil der Kolbenhalterung mit Führung für Kolbenstange (1), Oberteil der Kolbenhalterung (2)	60
4.5	Prototyp von oben ohne Schläuche/Rohre, 1...Kolbenhalterung mit eingelegtem Kolben, 2...Adapter für Kolbenstange, 3...Führung, 4...Festlager der Antriebswelle, 5...Kettenblatt mit Hülse, 6...Loslager, 7...Kettenspanner, 8...Antriebswelle, 9...schaltbare Ventile, 10...Loslager Achse	61
4.6	Prototyp von der Seite ohne Schläuche/Rohre, 1...Kolbenhalterung mit eingelegtem Kolben, 2...Adapter für Kolbenstange, 3...Führung, 4...Festlager der Antriebswelle, 5...Achse, 6...Loslager der Achse, 7...Füße der Bodenplatte, 8...Hülsen für Kolbenbett, 9...Kettenspanner	61
4.7	Abbildung (a) zeigt den Verlauf von Kette 1 (1) und Kette 2 (2). Abbildung (b) zeigt das Kettenblatt Antriebswelle (3) mit dem Kettenspanner; Festlager (3) und Loslager (4) der Welle sind auch ersichtlich	62
4.8	Abbildung (a) Ansicht von Innen auf die Schiene; Abbildung (b) Ansicht von außen auf die Schiene; 1...Schiene, 2...Führung, 3...Adapter für Kolbenstange, 4...Kolbenstange, 5...Festlager, 6...Kettenspanner mit Kette 2, 7...Loslager der Achse	62
4.9	Zusammenbau mit Schläuchen; 1...Kolbenhalterung mit Kolben, 2...Füße der Kolbenhalterung, 3...Füße des Zusammenbaus, 4...Schiene, 5...Loslager der Achse, 6...Achse, 7...Führung, 8...Festlager der Welle, 9...Scheibe für Kettenblatt mit Kettenblatt, 10...Loslager der Welle, 11...Befestigungsplatte für den Filter, 12...Membranmodul, 13...Ausgang Retanat, 14...Ausgang Trinkwasser	63
4.10	Beschreibung der Schläuche; 13...Ausgang Retanat, 14...Ausgang Trinkwasser, 15...Eingang in das System	63
4.11	Testaufbau; 1...assemblierter Mechanismus, 2...Inputbehälter, 3...Trinkwasserbehälter, 4...Behälter für die Sole, 5...Kette 2, 6...Ritzelpaket, 7...Kette 1	64



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Tabellenverzeichnis

3.1 Tabelle der Lagersicherheiten inkl. statischer Lagertragzahlen 46

3.2 Tabelle der Lagerlebensdauern für die Antriebswelle 47



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis

Tabellenverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Forschungsfrage	3
2	Stand der Technik	5
2.1	Arten von Wasser	5
2.2	Methoden zur Entsalzung und Wasseraufbereitung	6
2.2.1	Ultrafiltration	6
2.2.2	Nanofiltration	6
2.2.3	Entspannungsverdampfungsverfahren	7
2.2.4	Elektrodialyse	7
2.2.5	Umkehrosmose	7
2.3	Membran	11
2.3.1	Entwicklungsgeschichte der Membran	11
2.3.2	Aufbau und Funktion	11
2.3.3	Membranmodultypen	12
2.4	Mensch als Antrieb	15
2.4.1	Aufbau des Muskels	15
2.4.2	Leistung des Menschen	16
2.4.3	Der runde und unrunde Tritt	21
2.5	Bestehende Konzepte und Methoden	22
2.6	Antriebsmechanismen	23
3	Methoden	25
3.1	Konzept	25
3.2	Allgemeines zum Fahrrad	27
3.3	Wahl der Eingangsparameter	28
3.4	Synthese des QR-Mechanismus	29
3.5	Wahl des Zugmitteltriebes	31
3.6	Übersetzung des Fahrrades	32
3.7	Berechnung und Auslegung der Komponenten	34
3.7.1	Antriebswelle	34
3.7.2	Führung	38
3.7.3	Achse	41
3.7.4	Gleitlagernachweis	44
3.7.5	Adapter für Kolbenstange	45

3.8	Lagerauslegung	46
3.9	3D Modell des Prototypen	48
3.10	Kinematik des QR-Mechanismus	49
3.11	Fluidberechnungen	52
3.12	Energierückgewinnung	53
3.13	Ventilsteuerung	54
3.14	Adaptiertes Ritzelpaket	55
3.15	Informtaionen zum Membranmodul	57
4	Ergebnisse	58
4.1	Zusammenfassung der Sicherheiten für Welle und Achse	58
4.2	Antriebsstrang im Schnitt	59
4.3	Aufbau und Inbetriebnahme des Prototypen	60
5	Diskussion und Conclusio	65
6	Ausblick	67
	Literatur	68

1 Einleitung

1.1 Motivation

Der amerikanische Soziologe Abraham Maslow erforscht die Ursache und Wirkung des menschlichen Verhaltens. Im Zuge dieser Untersuchungen identifiziert er fünf aufeinander aufbauende Ebenen. Bedürfnisse auf höheren Ebenen können erst adressiert werden, wenn die darunterliegenden erfüllt sind [1]. In Abbildung 1.1 sind die Bedürfnisse hierarchisch dargestellt und es ist ersichtlich, dass die physiologischen Bedürfnisse das Fundament bilden. Hierzu gehören neben Atmen, Essen, Schlafen etc. auch Wasser [1]. Unter diesem Aspekt wird klar, dass Menschen Zugang zu Trinkwasser benötigen, um einerseits zu überleben und andererseits die Möglichkeit besitzen, sich selbst zu verwirklichen. Laut der Naturschutzorganisation WWF wird der welt-

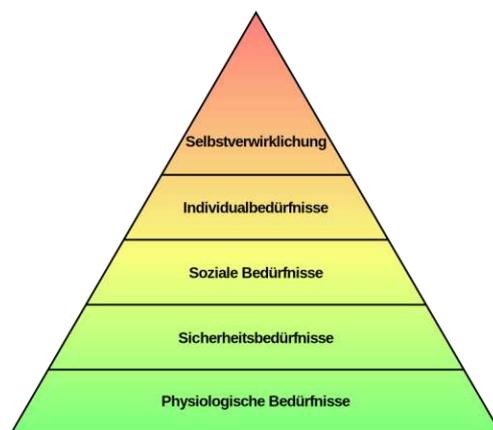


Abbildung 1.1: Bedürfnispyramide nach Maslow

weite Wasserbedarf bis 2055 um weitere 55% ansteigen. Zum Zeitpunkt der Veröffentlichung des Artikels 2016 haben 780 Millionen Menschen keinen Zugang zu sauberem Trinkwasser [2]. Oftmals wird von Wasserknappheit gesprochen und, dass der Wasserbedarf der Menschheit nicht mehr abgedeckt werden kann. Hier liegt jedoch eine falsche Formulierung vor. Der Wasseranteil der Erdoberfläche liegt bei 70% [3, S.IX], der Süßwasseranteil jedoch ist ein Bruchteil der vorkommenden Wasserressourcen. Somit wird klar, dass Methoden gefunden werden müssen, um Trinkwasser aus Salzwasser zu generieren, da der Trinkwasseranteil nur einen kleinen Teil des Süßwassers ausmacht. Aus Abbildung 1.2 ist ersichtlich, welche Regionen der Erde besonders von einer Wasserknappheit betroffen sind. Durch geeignete Entsalzungsanlagen könnte einigen der betroffenen Ländern geholfen werden, da ein Zugang zu ausreichend Salzwasser besteht. Ein Problem der Entsalzung ist zur Zeit der hohe Energieverbrauch und wie diese Energie zur Verfügung gestellt wird. Speziell im Mittleren Osten wird die notwendige Energie über Verbrennung fossiler Rohstoffe gewonnen [5]. Dieser Umstand trägt wiederum zur globalen Erwärmung bei und diese führt zu weiteren Extrembedingungen.

Ein Bereich der Erde, welcher nur begrenzt Zugang zu Trinkwasser hat, ist der Mittlere Osten. Bahrain und Kuwait besitzen so gut wie keine hauseigenen Wasservorkommen und verwenden

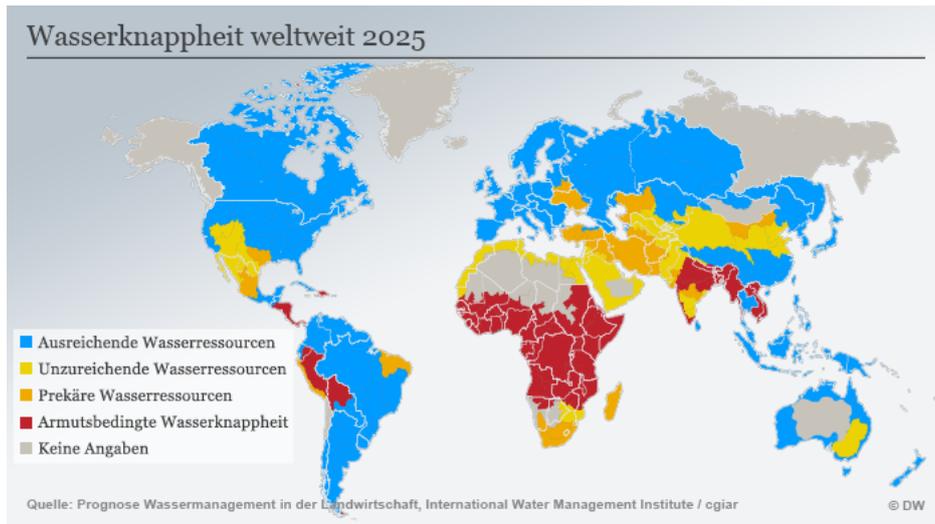


Abbildung 1.2: Darstellung der voraussichtlichen Wasserknappheit weltweit im Jahr 2025, Quelle: unverändert aus [4]

hauptsächlich Entsalzungsanlagen, um ihren Trinkwasserbedarf zu decken [6, S.209]. Es wird erwartet, dass Meerwasserentsalzung im Mittleren Osten eine signifikante Rolle einnehmen wird [6, S.240].

Der zuvor erwähnte hohe Energiebedarf ist nicht das einzige Problem von großangelegten Entsalzungsanlagen. Das erzeugte „Abwasser“ darf, aufgrund der beigetzten Substanzen, nicht einfach zurück ins Meer geleitet werden. Auch das industrielle Ansaugen von Wasser birgt Probleme für die Umwelt [5]. Um den auch weiterhin ansteigenden Trinkwasserbedarf zu decken, gibt es grundsätzlich zwei Wege. Zum einen die Wiederverwendung von Wasser und zum anderen die Entsalzung von Salz- bzw. Brackwasser. Die Wasserwiederverwendung findet zumeist in der Landwirtschaft Anwendung. Die Meerwasserentsalzung hingegen ist eher für den häuslichen Gebrauch intendiert [6, S.229f]. Aus diesem Grund ist es Ziel dieser Arbeit keine mobile Wasseraufbereitungsanlage, sondern eine mobile Entsalzungsanlage zu entwickeln.

1.2 Forschungsfrage

Um nicht noch tiefer in einen Teufelskreis zwischen notwendigem Trinkwasser und steigender Erderwärmung zu versinken, wird ein Prototyp einer Entsalzungsanlage für eine Einzelperson entwickelt, welche rein durch die Muskelkraft eines Menschen betrieben wird, an Anlehnung eines Patents der TU Wien [7]. Das System ist nicht stationär, sondern mit einem Fahrrad verbunden, um eine möglichst flexible Nutzung zu gewährleisten. Die Auslegung ist für Meerwasser konzipiert. Das Konzept, untergliedert in seine Teilsysteme, ist in Abbildung 1.3 ersichtlich. Um den Antriebsstrang auszulegen, werden auch andere Aspekte des Prototyps betrachtet und analysiert, um eine möglichst ganzheitliche Betrachtung und Beurteilung des Systems zu ermöglichen.

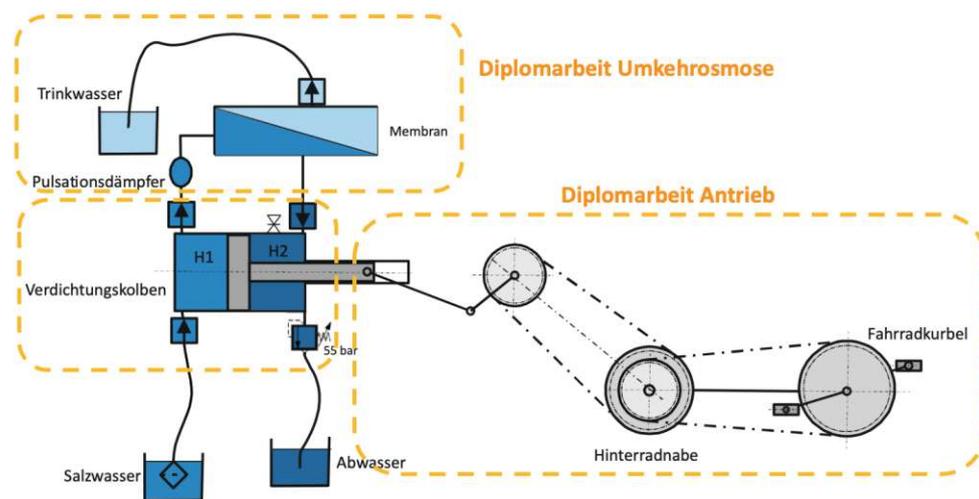


Abbildung 1.3: Konzeptioneller Aufbau des Systems. Es untergliedert sich grob in drei zu bearbeitende Bereiche, Antrieb, Energierückgewinnung durch einen doppelwirkenden Kolben und Filtermodul

Ziele und Nicht-Ziele

Im Folgenden werden die Ziele und Nicht-Ziele dieser Arbeit beschrieben.

Ziele:

- Der Anwender kann durch das Treten der Pedale Trinkwasser aus Salzwasser erzeugen.
- Die Anlage soll mobil sein.
- Ein Systemdruck von mindestens 35 bar soll erreicht werden.
- Die Trinkwasserausbeute soll 10 l/h sein.
- Es soll zu keiner Anwendung von Elektrizität kommen.
- Veränderungen am Fahrrad sollen minimal gehalten werden.

Nicht-Ziele:

- Serienreifesprodukt

- Der Anwender bekommt einen Rückstoß durch den Zylinder.
- Die komplette Auslegung des Wasseraufbereitungsprozesses (z.B. Filterung).
- Auslegung des Kolbens
- Auslegung der Membran

2 Stand der Technik

2.1 Arten von Wasser

Etwa 70 % der Erdoberfläche ist von Weltmeeren bedeckt [3, S.17]. Nun ist Wasser nicht gleich Wasser. Es gibt eine Vielzahl an unterschiedlichen Arten von Wasser auf unserem Planeten. Eine genaue Auflistung findet sich in [3, S.23ff]. Im Folgenden wird nur ein Auszug bereitgestellt, welcher im Hinblick auf diese Arbeit relevant ist.

Trinkwasser ist definiert als "[...] zum menschlichen Genuss und Gebrauch bestimmtes Süßwasser. Es soll klar, farblos, geruchlos, kühl und geschmacklich einwandfrei sein. Weiterhin soll es frei von Krankheitserregern, arm an Keimen sein und einen bestimmten Anteil von Mineral-salzen enthalten." [3, S.24].

Süßwasser kann beispielsweise als See oder Grundwasser vorgefunden werden und zeichnet sich durch einen Salzgehalt von weniger als 0,02 % aus.

Salzwasser besitzt im Gegensatz zu Süßwasser einen mittleren Salzgehalt von etwa 3,5 % gelösten Salzen. Der tatsächliche Salzgehalt variiert von Standort zu Standort. Von den 3,5 % sind etwa 3 % NaCl [3, S.25].

Eine Mischung zwischen Salz- und Süßwasser stellt **Brackwasser** dar. Es besitzt einen Salzgehalt von etwa 0,1 % bis zu 2,5 % und wird durch Ebbe und Flut beeinflusst [3, S.28].

Salinität der Ozeane und Meere

In Abbildung 2.1 ist der durchschnittliche Salzgehalt der Meere und Ozeane ersichtlich. Die „Practical Salinity Scale“ (PSS) ist eine verwendete Skala, welche den Salzgehalt von Meerwasser angibt. PSS kann grob mit „part per thousand“ (ppt) gleichgesetzt werden [8].

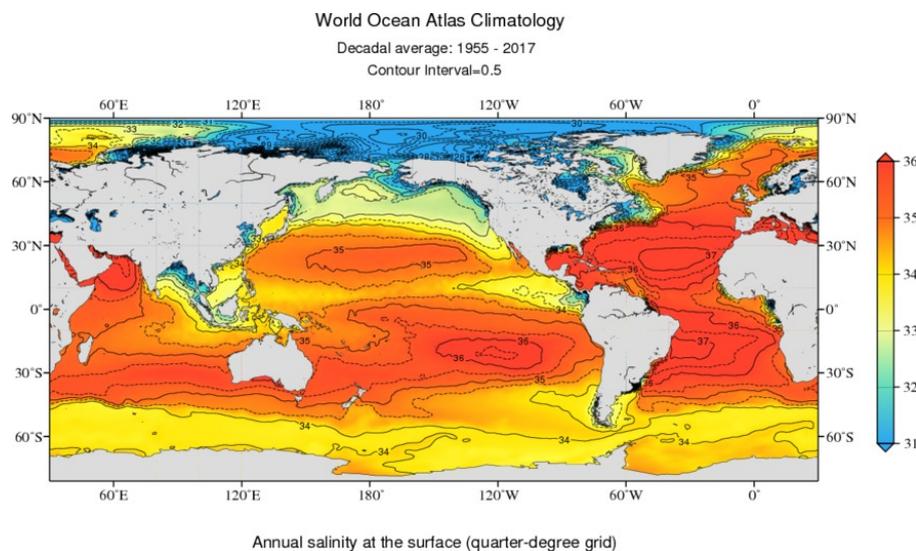


Abbildung 2.1: Salzgehalt der Meere und Ozeane der Welt dargestellt anhand der PSS (Practical Salinity Scale), Quelle: unverändert aus [9]

2.2 Methoden zur Entsalzung und Wasseraufbereitung

Aufgrund des Wasserkreislaufes sind im natürlichen Wasser diverse Stoffe gelöst. Diese können u.a. Gase, Mikroorganismen, mineralische und/oder organische Feststoffe sein, um nur einige Möglichkeiten aufzuzählen [3, S.169f] [10].

Für unterschiedliche Salzgehalte kommen unterschiedliche Entsalzungsmethoden zum Einsatz, um Trinkwasser zu erhalten. Neben der Entsalzung selbst sind noch weitere Aufbereitungsschritte notwendig, wie z.B. Sieben, Klären, Verfahren zur Desinfektion, Filtrieren etc. [3, S.169]. In [3, S.169ff] sind einige Aufbereitungsverfahren aufgelistet und beschrieben. Das Aufbereitungsverfahren muss, speziell im Bereich der Umkehrosmose, abhängig von der Wasserart gewählt werden, um die bestmöglichen Grundvoraussetzungen zu erhalten [11]. Im Bereich der Entsalzung von Wasser werden beispielsweise im Mittleren Osten das Prinzip der Destillation und der Umkehrosmose am häufigsten eingesetzt. Bei der Destillation wird der Umstand des Phasenwechsels genutzt. Hierbei kommen Methoden wie Multistage Flash (MSF), Multieffect Destillation (MED) und Vapor Compression (VC) zum Einsatz. Ein Nachteil dieser Methoden ist der hohe Energieverbrauch. Aus diesem Grund wird vermehrt auf Umkehrosmose gesetzt, speziell im Bereich von flexiblen und modularen Anlagen [6, S.240f]. Weitere Möglichkeiten einen Entsalzungsprozess durchzuführen sind folgende:

- Ultrafiltration
- Nanofiltration
- Entspannungsverdampfungsverfahren
- Elektrodialyse [3, S.321ff]

2.2.1 Ultrafiltration

Im Zuge dieser Filtermethode werden Drucke zwischen einem und zehn *bar* eingesetzt. Die Porengröße der Membran liegt zwischen $5 \times 10^{-3} - 10^{-1} \mu m$. Einsatzgebiete sind die Nahrungsmittelindustrie im Bereich von Milchprodukten und Fruchtsäften. Auch kommt sie bei der Wasseraufbereitung zum Einsatz [3, S.325f].

2.2.2 Nanofiltration

Die Nanofiltration wird vorzugsweise zur Wasserenthärtung bzw. zur Teilentsalzung verwendet. Sie wird auch ergänzend zur Umkehrosmose eingesetzt [3, S.326].

2.2.3 Entspannungsverdampfungsverfahren

Mittels Heißdampf wird Meerwasser über seinen Siedepunkt erhitzt und ein Überdruck erzeugt. Anschließend folgen eine Reihe von Kammern mit leichtem Unterdruck. Durch das Herabsetzen des Siedepunktes kommt es zu einer schlagartigen Verdunstung. Dieser entstehende Wasserdampf ist frei von Salzen [3, S.326f].

2.2.4 Elektrodialyse

Die Elektrodialyse basiert auf Ionentauschern, welche ein Wandern von Molekülen hervorrufen. Unter anderem filtert eine anionenselektive Membran die Salzionen [3, S.328f].

2.2.5 Umkehrosmose

Das Prinzip der Umkehrosmose basiert, wie der Name sagt, auf dem umgekehrten Prinzip der Osmose.

Prinzip der Osmose

Osmose beschreibt den Vorgang des Konzentrationsausgleichs zwischen zwei Bereichen, die durch eine semipermeable Membran getrennt sind. Das System versucht einen Gleichgewichtszustand herzustellen, indem Wasser solange in den Behälter mit hoher Konzentration übertritt, bis der Konzentrationsunterschied ausgeglichen ist [12][13]. Durch die Reduktion der Konzentration erhöht sich die Menge des Lösungsmittels im Kompartiment und somit steigt auch dessen hydrostatischer Druck. Dieser entstehende Druck wird als „osmotischer Druck“ bezeichnet [13] und lässt sich nach der Van't Hoff'schen Gleichung, Gleichung (2.1), berechnen:

$$p_{osm} = f \cdot c_F \cdot R \cdot T \quad (2.1)$$

Hierbei steht f für den Korrekturfaktor, c_F für die osmotisch wirksame Konzentration (früher Osmolalität), R für die allgemeine Gaskonstante und T für die Temperatur. Der Korrekturfaktor ist abhängig von den verwendeten Stoffen und wird aufgrund der Salzwirkung benötigt [14, S.293ff].

Der französische Physiker Jean-Antoine Nollet stellt im Jahre 1748 dieses Prinzip anhand einer Schweinsblase zur Schau [12].

Osmose wird heutzutage auch für die Herstellung von elektrischer Energie verwendet. Das erste Kraftwerk dieser Art liegt in der Nähe der Stadt Oslo [3, S.315f].

Prinzip der Umkehrosmose

Die Technologie der Umkehrosmose (UO) führt zu einer Entfernung von gelösten Feststoffen in Flüssigkeiten [12] und es können fast alle im Wasser gelösten Stoffe gefiltert werden [15, S.3]. Eine große Anwendung findet UO in der Entsalzung. Der Bereich hoher Salzkonzentration wird mit einem Druck, größer als der osmotischen Druck, beaufschlagt. Durch diesen Druck wird das Wasser aus dem Bereich hoher Konzentration durch die semipermeable Membran herausgedrückt. Als Ergebnis befindet sich im linken Kompartiment Wasser mit geringer Ionenkonzentration und im anderen bleibt eine hochkonzentrierte Salzlösung zurück [12], Abbildung 2.2.

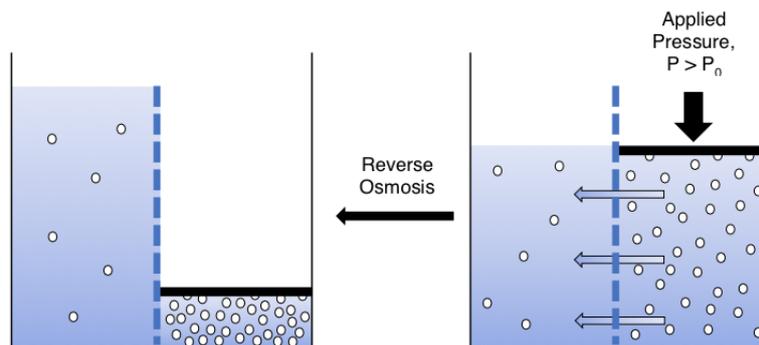


Abbildung 2.2: Prinzip der Umkehrosmose. Auf der linken Seite ist der Endzustand zu sehen und auf der rechten Seite der Anfangszustand. Quelle: unverändert aus [12]

Folgende Parameter sind essenziell für die Beurteilung des Prozesses der Umkehrosmose. Die erste Frage ist der Output, also wie hoch ist der Fluss an „reinem“ Wasser. Im Zusammenhang mit dem Fluss muss jedoch auch die sogenannte „Rejectionrate“ berücksichtigt werden. Diese ist ein Maß für die Menge an zurückgehaltenen Salzen. Dies kann über „TDS“ (Total Dissolved Solids) gemessen werden.

Ein weiterer Punkt ist der Energieverbrauch. Dieser ist abhängig von der Höhe des notwendigen osmotischen Drucks, welcher u.a. von der verwendeten Membran und der Konzentration der Salze im zu filternden Medium abhängt [12]. Die notwendigen Drucke unterscheiden sich je nach Literatur etwas. Jedoch liegt die untere Grenze etwa bei 50 *bar* und die obere bei 80 *bar* [6, S.241][10].

Zu guter Letzt darf das sogenannte „Fouling“ nicht vergessen werden [12].

Wasservorbehandlung und Aufbereitung

Die Wasservorbehandlung ist immer der erste Schritt in einem Entsalzungsprozess. Die Vorbehandlung ist notwendig, um Ablagerungen aller Art an der Membran zu verhindern bzw. minimal zu halten und somit eine möglichst lange Lebensdauer des Filters zu gewährleisten. Optimal vorbehandeltes Wasser kann zu einer Membranlebensdauer von bis zu zehn Jahren führen [10]. Bei unzureichender Vorbehandlung führt das verschmutzte Wasser jedoch zu einer Verstopfung der Membran [6, S.241], dem sogenannten „Fouling“ [12]. Das Strömungspofil und die Oberflächenbeschaffenheit der Membran spielen auch eine Rolle in welchem Maße Fouling bzw. Scaling auftreten kann und wird.

Im Bereich der Wasservorbehandlungen gibt es unterschiedliche Methoden. Zum einen konventionelle Methoden wie z.B. Chlorinieren, Ozonung, Entspannungsflotation etc., zum anderen auch unkonventionelle Methoden wie z.B. Nano- bzw. Ultrafiltration [11].

Fouling

Hier unterscheidet man im Wesentlichen die Membranverblockung durch Verschmutzung (engl. Fouling) und durch Kristallisation (engl. Scaling) [15, 255ff]. Außerdem kann noch zwischen internem und externem Fouling unterschieden werden. Als internes Fouling wird eine kontinuierliche Schädigung der Membran durch chemische Stoffe bezeichnet. Externes Fouling umfasst alle Ablagerungen und Filme etc. an der Membranoberfläche. Externes Fouling ist hingegen zu internem Fouling meist reversibel [10]. Ein Effekt, der zu den beschriebenen Problemen führen kann, ist die sogenannte Konzentrationspolarisation. Dieser Effekt beschreibt die Bildung einer Grenzschicht mit deutlich höherem Salzgehalt als im restlichen Fluss. Hierbei wird nicht nur der Effekt des Foulings beschleunigt, sondern es steigt auch der osmotische Druck aufgrund der höheren Salzkonzentration. Die Durchlässigkeit für Salzionen nimmt zu und der hydraulische Widerstand erhöht sich ebenfalls an der Membran [10].

Somit ist ersichtlich, dass Verblockungen durch Verschmutzung und Kristallisation maßgeblichen Einfluss auf die Haltbarkeit und Performance von Membranen haben. Verblockungen können durch geeignete Vorbereitungen des Wassers und optimale Betriebsbedingungen (Temperatur, Feedfluss, Druck etc.), aber auch durch Rückspülung der Membran, reduziert werden, um nur einige wenige Maßnahmen aufzuzählen [16]. In Abbildung 2.3 ist ersichtlich, wie die Permeatproduktion über in Serie geschaltene Filtermodule abnimmt [10].

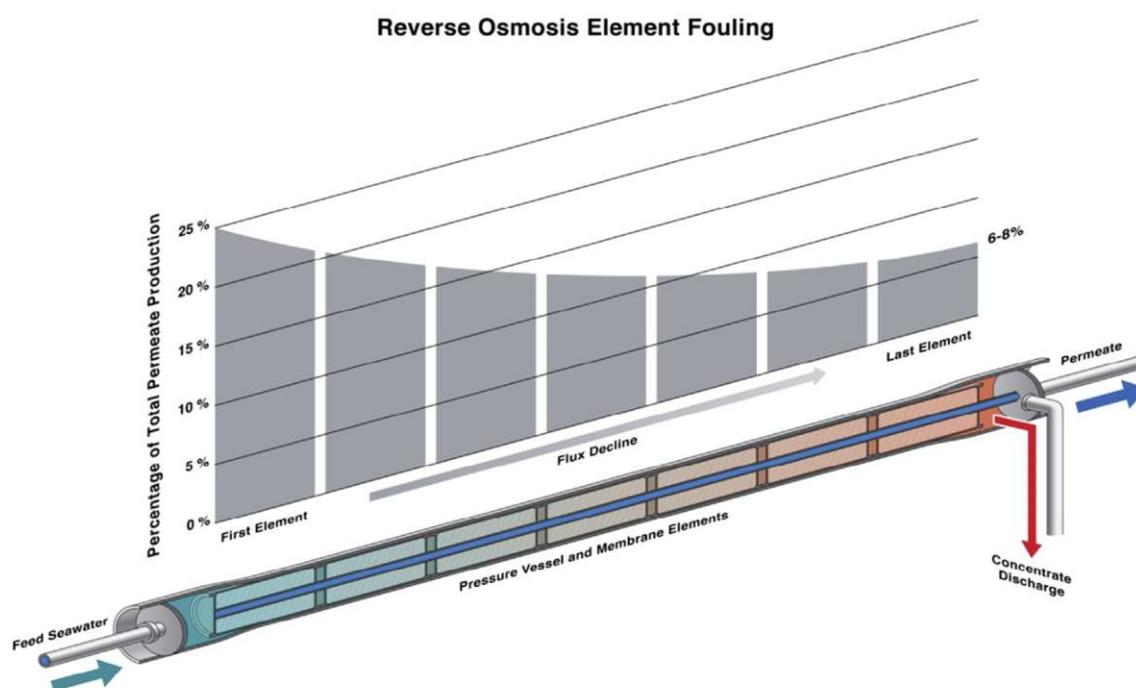


Abbildung 2.3: Permeatoutput in Prozent über den Fluss über hintereinandergeschaltene Filtermodule. Quelle: unverändert aus [10]

Am Eingang links wird das Meerwasser zugeführt und am Ausgang rechts wird sowohl das Konzentrat, dargestellt als roter Pfeil, als auch das Permeat, dargestellt als blauer Pfeil, abgeführt. Das erste Filtermodul ist etwa für 25 % der Permeatgenerierung verantwortlich. Das letzte Modul trägt nur noch 6-8 % dazu bei.

Um festzustellen, ob eine Membran gereinigt werden muss, gelten im Wesentlichen folgende Anhaltspunkte.

- Es werden 10-15 % höhere Drücke für den gleichen Output benötigt.
- Der Output reduziert sich in etwa um 10-15 %
- Die TDS im Permeat ist etwa um 10-15 % höher [10].

Die Permeatgewinnung liegt für Salzwasser etwa bei 45 % und Brackwasser bei 75 % [6, S.241]. Die Funktionskontrolle der Membran erfolgt über den Silt Density Index (SDI). Über die verwendeten Parameter kann anschließend ein Maß der Membranverschmutzung abgeleitet werden. Der Feed muss einen SDI-Wert von unter drei aufweisen [6, S.242]. Typische Entsalzungsanlagen haben einen Energierückgewinn von etwa 80-85 % [6, S.242]. In Abbildung 2.4 sind unterschiedliche Systematiken dargestellt und die Partikelgrößen, die gefiltert werden können. Die Tabelle bezieht sich nicht rein auf den Bereich der Entsalzung, gibt aber einen guten Überblick über die eben beschriebenen Verfahren und deren Eigenschaften. Die meisten Verfahren können, darunter auch das Prinzip der Umkehrosmose, Partikel bis zu einem Nanometer filtern.

Triebkraft	Trennmechanismus	Aggreg.-zustand	permeierende Partikel- / Molekülgröße		
			Ultrafiltration	Nanofiltration	Mikrofiltration
Druckdifferenz (Diff. d. Chem. Potentials)	Siebmechanism. (Deckschichtfiltration) Sorption + Diffusion	flüssig / flüssig	Ultrafiltration		
			Nanofiltration		
			Umkehrosmose		
Partialdruckdifferenz	Sorption + Diffusion + Flüchtigkeit Sorption + Diffusion	flüssig/Gas	Pervaporation		
		Gas/Gas	Dampfpermeation		
		Gas/Gas	Gaspermeation		
Konzentrations- (Aktivitäts-) Differenz	Sorption + Diffusion	flüssig / flüssig	Dialyse		
			Diffusionsdialyse		
El. Potentialdifferenz	Elektrophoretische Mobilität	flüssig / flüssig	Elektrodialyse		
			Bipolare Elektrodialyse		

1 nm 0,1 µm 10 µm

Abbildung 2.4: Methoden der Membrantrennverfahren, Quelle: unverändert aus [15, S.2]

2.3 Membran

2.3.1 Entwicklungsgeschichte der Membran

Das Kernstück der zuvor erwähnten physikalischen Prinzipien bildet die semipermeable Membran. Die erste Membran für den Prozess der Umkehrosmose ist 1959 an der University of California, Los Angeles (UCLA) entwickelt und bis zu einem Prototypen geführt worden. Als Material verwendet man hierfür Celluloseacetat. Der Arbeitspunkt befindet sich zwischen einem pH-Wert von vier bis sieben und einer Temperatur von etwa 35 °C. Mit solchen Membranen können Drucke bis zu 450 „psi“ erreicht werden.

Die Membranen erleben seit jeher auch designtechnisch einen Wandel. Die plattenförmige Membran macht den Anfang. Diese ist mechanisch nicht beständig und auch kostenintensiv. Die Entwicklung geht über ein Tubendesign, Kapillardesign und Hohlfasern hin zu einem Spiraldesign. Letzteres ist derzeitiger Stand der Technik (Stand 2018). Spiralförmige Membranen werden in diversen unterschiedlichen Prozessen eingesetzt, wie z.B.

- mobile Entsalzung
- industrielle Wasserverwertung
- hochreines Wasser etc. [12].

2.3.2 Aufbau und Funktion

Leben, wie wir es heute kennen, könnte ohne Membranen nicht existieren. Sie dienen als mechanischer Schutz und regulieren Stoffwechselprozesse. Auch die davon abgeleiteten synthetischen Membranen haben unterschiedlichste Aufgaben. Kontinuierlich durchströmte Membranen haben jedoch alle eines gemeinsam, den systematischen Aufbau des Membranmoduls [15, S.1], Abbildung 2.5.

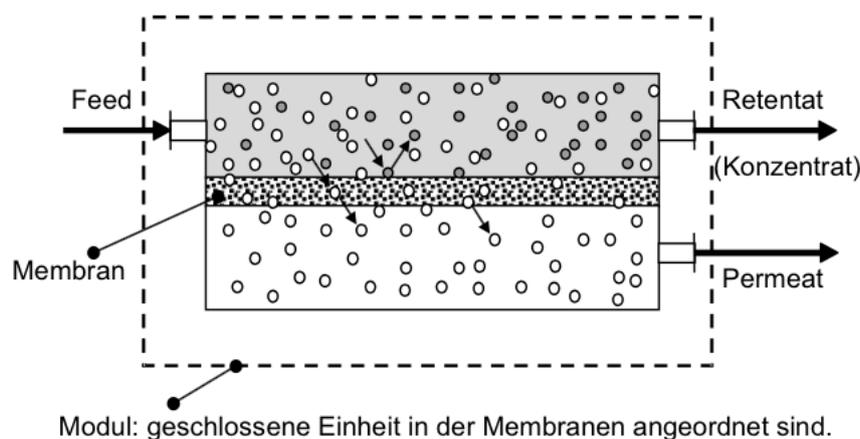


Abbildung 2.5: Funktionsprinzip einer Membran, Quelle: unverändert aus [15, S.1]

Ein zu trennendes Fluid, der sogenannte Feed, tritt in das Modul ein. Die semipermeable Membran lässt nur bestimmte Partikel passieren, in Abbildung 2.5 weiß dargestellt, und hält die grau

dargestellten zurück. Somit kommt es zu einer Trennung von Stoffen, dem sogenannten Permeat, dem gewünschten Produkt und dem Retentat bzw. Konzentrat [15, S.2].

2.3.3 Membranmodultypen

Wie in Kapitel 2.3.1 erwähnt, hat sich die Art des Membranbaus über die Jahre verändert und weiterentwickelt. In Abbildung 2.6 sind einige Verfahren sowie deren verwendeten Membranmodule dargestellt. Für die Umkehrosmose kommen drei mögliche Modultypen besonders in Frage, das Rohrmodul, das Wickelmodul bzw. das Kissenmodul [15, S.200].

Verfahren \ Modul	Rohrmodul	Hohlfaser-/Kapillarmodul	Plattenmodul	Wickelmodul	Kissenmodul
Umkehrosmose / Nanofiltration	■	□	□	■	■
Pervaporation	■		■		
Gaspermeation		■			
Ultra-/Mikrofiltration cross-flow	■		■	■	■
dead-end		■	■		■
getaucht	□	■	■		

■ sehr gut geeignet □ geeignet unter bestimmten Voraussetzungen oder für Spezialanwendungen

Abbildung 2.6: Modulbauarten und ihr passender Verwendungszweck, Quelle: unverändert aus [15, S.200]

In weiterer Folge werden die drei geeignetsten Modultypen kurz beleuchtet.

Rohrmodul

Bei diesem Modultyp liegt die Membran innerhalb eines durchströmten Rohres. Erhältliche Durchmesser liegen zwischen 5 - 25 mm. Ein entscheidender Vorteil und Nachteil zugleich sind die großen Durchmesser. Auf der einen Seite bildet sich ein turbulenter Strom aus, welcher die in Abschnitt 2.2.5 beschriebene Polarisationsproblematik und die Chance für Verstopfungen gering hält, auf der anderen Seite erzielt man aufgrund der geringen Packungsdichte keine hohen Durchsätze. Ein systematischer Aufbau dieses Modultyps ist in Abbildung 2.7 zu sehen. Auf der linken Seite tritt der Feed in das Rohr ein. Durch die Rohrwände diffundieren die gewünschten Anteile der Flüssigkeiten und werden anschließend abgeführt. Aus Kostengründen werden oftmals mehrere Rohre in einem größeren Rohr zusammengefasst [15, S.157ff].

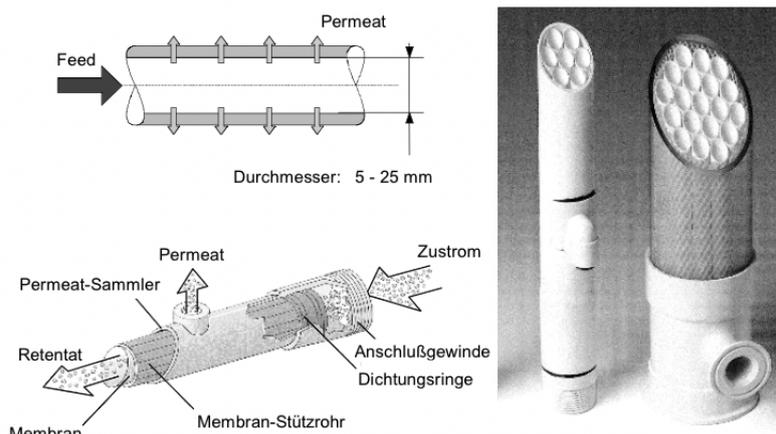


Abbildung 2.7: Überblick des Aufbaus und der Funktionsweise eines Rohrmoduls. Quelle: unverändert aus [15, S.157]

Kissenmodul

Ein Kissenmodul besitzt wie das Wickelmodul ebenfalls eine Flachmembran und stellt die Weiterentwicklung vom Plattenmodul dar. In Abbildung 2.8 ist ein Kissenmodul für die Umkehrosmose ersichtlich. Ein Kissen besteht aus zwei Flachmembranen, einem Spacer in der Mitte und wird vom Feed umspült. Vorteilhaft ist die Möglichkeit im Hochdruckbereich zu arbeiten, jedoch

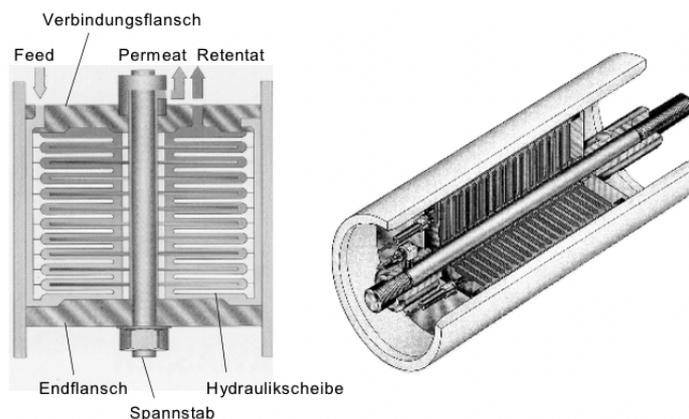


Abbildung 2.8: Darstellung eines Kissenmoduls, Quelle: unverändert aus [15]

ist auch hier die Packungsdichte nicht sehr hoch [15, S.170ff].

Wickelmodul

Der Aufbau eines Wickelmoduls ist in Abbildung 2.9 zu sehen. In der Mitte befindet sich ein perforiertes Rohr, über welches das Permeat abgeführt wird. Um dieses zentrale Rohr werden nun „Membranblätter“ gewickelt. Jedes Blatt besteht aus zwei Membranen, die durch eine permeatführende Schicht getrennt sind und die auf drei Seiten verklebt werden. Zu guter Letzt werden diese Blätter durch einen „Feed Spacer“ verbunden, durch welches der Feed geleitet wird [12].

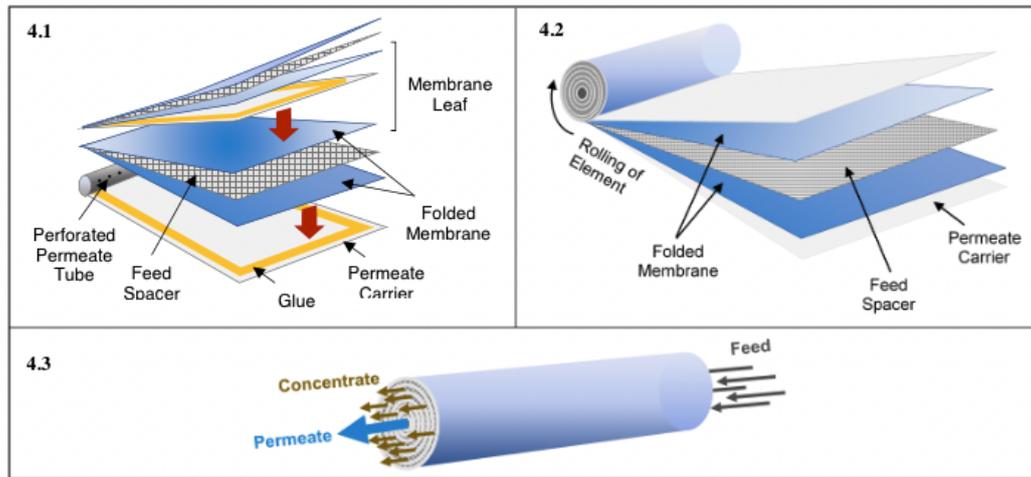


Abbildung 2.9: In Bild 4.1 wird der Aufbau der Schichten dargestellt. In 4.2 ist der „Wickelprozess“ dargestellt. Zu guter Letzt ist das komplette Modul in 4.3 zu sehen. Quelle: unverändert aus [12]

Die feedseitigen Spacer reduzieren zusätzlich die Konzentrationspolarisation aufgrund eines turbulenten Flusses [15, S.174]. Ein großes Plus dieser Variante ist die kostengünstige Fertigung bei hoher Packungsdichte.

2.4 Mensch als Antrieb

In vergangenen Tagen wurde die cardiovaskuläre Fitness von so manchem Cardiologen bestimmt, indem sie mit ihren Patient:innen den Berg hinauf liefen und sie dabei beobachteten, wie diese auf die Belastung reagierten.

Heutzutage wird ein Belastungstest nicht mehr in dieser Art und Weise durchgeführt. Hierfür gibt es standardisierte Tests wie z.B. Fahrradergometertests oder Laufbandtests. Beim Fahrradergometer z.B. kann die Belastung durch die Höhe des Widerstands reguliert werden [17].

Bei diesen Tests wird die erzeugte Leistung letztendlich in Wärmeenergie umgewandelt. Beim eigentlichen Radfahren hingegen sowie beim Laufen wird die aufgewendete Energie des Menschen genutzt, um sich fortzubewegen.

Um nun eine mobile Entsalzungsanlage rein mit Muskelkraft zu betreiben, benötigt es eine Möglichkeit, die vom Menschen aufgebrachte Energie in den Entsalzungsmechanismus einzubringen. Hierfür fällt die Auswahl auf das Fahrrad. Die Leistung des Menschen wird in Bewegungsenergie transformiert, welche letztlich eine Pumpe betreibt und wird nicht wie beim Ergometer rein in Wärme oder beim Radfahren in Bewegung umgewandelt.

Nun stellt sich die Frage, nach der Höhe der Leistung sowie der Kadenz und Intensität, die ein Mensch aufbringen kann. Bevor jedoch näher auf diese Punkte eingegangen wird, wird der Muskel, als Antriebseinheit des Menschen, dargestellt. Anfangs wird dieser makroskopisch beschrieben, um anschließend kurz auf den mikroskopischen und histologischen Aufbau einzugehen. Im Zuge dessen wird die aerobe und anaerobe Atmung untersucht sowie die Energiespeichermöglichkeiten des Muskels.

2.4.1 Aufbau des Muskels

Sieht man sich den Querschnitt eines Skelettmuskels an, kann dieser in Untereinheiten gegliedert werden. Jeder Muskel besteht aus Muskelfaserbündeln. Jedes Muskelfaserbündel wiederum besteht aus Muskelfasern, welche nichts anderes als Zellen mit mehr als einem Zellkern sind. Innerhalb dieser Muskelfasern gibt es wieder eine Summe an Myofibrillen. Diese setzen sich aus Sarkomeren zusammen, welche wiederum grob in zwei wirkende Akteure aufgeteilt werden, dem Aktin- und Myosinflamenten [18, S.1503f]. Der Aufbau des Muskels ist grafisch in Abbildung 2.10 zu sehen.

Um kontrahieren zu können, benötigt der Muskel Adenosintriphosphat (ATP). Im Zuge der Kontraktion spaltet (ATP) ein Phosphat ab und wird zu Adenosindiphosphat (ADP). Als Energiespeicher für den Muskel kommt Kreatinphosphat und Glykogen zum Einsatz. Durch Abspaltung des Phosphatmoleküls vom Kreatinphosphat wird ADP wieder zu ATP aufgebaut. Die Aufbereitung von ADP zu ATP durch Glykogen kann durch zwei unterschiedliche Prozesse geschehen. Zum einen durch die aerobe Atmung, zum anderen durch Glykolyse (anaerob) [18, S.1505f].

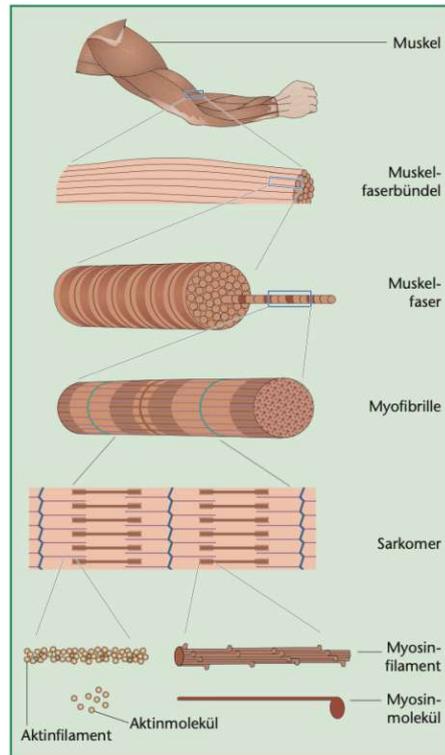


Abbildung 2.10: Aufbau eines Skelettmuskels, Quelle: unverändert aus [19]

2.4.2 Leistung des Menschen

Die Dauer, in der ein Mensch Arbeit verrichten kann, ist stark abhängig von der Intensität. Um ein Beispiel zu nennen, jeder Hobbyläufer kennt sie, die eine Geschwindigkeit, nicht zu schnell und nicht zu langsam, bei der das Gefühl entsteht, niemals zu ermüden. Diese Geschwindigkeit liegt knapp unter der kritischen Geschwindigkeit, die ein Mensch über einen längeren Zeitraum halten kann [20]. In Abbildung 2.11 ist die kritische Geschwindigkeit mit CV dargestellt.

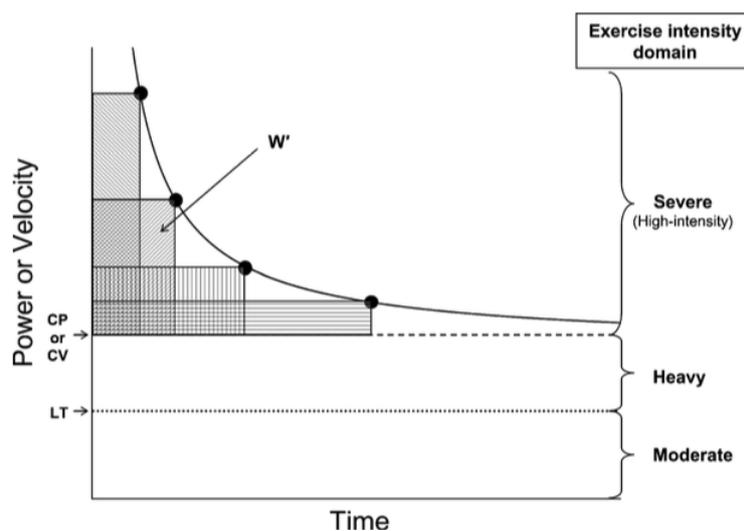


Abbildung 2.11: Schematische Darstellung des Zusammenhangs zwischen Leistung und Zeit für Hochintensitätsübungen. Des Weiteren sind die unterschiedlichen Intensitäten eingetragen. Die vier Punkte stellen schematisch vier unterschiedliche Erschöpfungszeitpunkte dar. Quelle: unverändert aus [20]

In Abbildung 2.11 ist nicht nur die kritische Geschwindigkeit zu sehen, sondern auch der allgemeine „Leistungs über Zeit Verlauf“, kurz P-t Verlauf, eingeteilt in drei Belastungsbereiche, moderate Belastung, starke Belastung und schwere Belastung [20]. Der Grenzwert zwischen moderater Belastung und starker Belastung bildet die aerobe Schwelle (LT1). Sie ist definiert mit einem Lactatanstieg von 1 mmol/l [21]. Die kritische Leistung, engl. Critical Power (CP) bzw. die kritische Geschwindigkeit (CV) stellt die Grenze zwischen starker und schwerer Belastung dar [20].

Allgemein ist zu sagen, dass die maximale Leistung, die ein Mensch erzeugt, anfangs sehr steil abfällt und sich anschließend asymptotisch der kritische Leistung nähert. Diese Charakteristik hängt mit der anaeroben Energiegewinnung zusammen. Es kann nur eine bestimmte Menge an Energie ohne Sauerstoff produziert werden. Wenn diese verbraucht ist, kann nur noch über aerobe Mechanismen Energie generiert werden [22].

Mathematische Modellierung des P-t Zusammenhangs

Mathematisch kann die P-t Kurve über das Zwei-Parameter CP Modell beschrieben werden [20]:

$$P = \frac{W'}{t} + CP \quad (2.2)$$

Für das Modell gelten drei wesentliche Annahmen:

1. CP stellt den aeroben Anteil der Energiezufuhr dar und wird nur durch die Rate, nicht aber durch die Kapazität beschränkt.
2. W' stellt den anaeroben Anteil der Energiezufuhr dar und ist im Gegensatz zu CP in der Menge beschränkt, nicht jedoch in der Rate.
3. Solange der Poweroutput den Anforderungen entspricht, kann jeglicher Poweroutput erreicht werden [20].

Das Zwei-Parameter CP Modell ermöglicht eine ausreichende Beschreibung des Leistungsverlaufs zwischen 2 und 15 Minuten für den schweren Bereich [20]. Für die Modellierung anderer Zeitbereiche müssen andere Modelle herangezogen werden, wie z.B. das APR Modell, falls das Interesse in den ersten 90 s liegt oder z.B. dem OmPD Modell, falls man einen Zeitraum von bis zu drei Stunden modellieren möchte [23]. In Abbildung 2.12 sind einige Modelle zusammengefasst.

Exercise intensity domains	Model	Equation
extreme	Anaerobic power reserve	$P_{(t)} = P_{(3-min)} + (P_{(max)} - P_{(3-min)}) \times e^{(-k \times t)} (1)$
extreme and severe	3-parameter critical power model	$t = \frac{W'}{P-CP} + \frac{W'}{CP-P_{max}} (2)$
Severe	2-parameter critical power model	$P_{(t)} = \frac{W'}{t} + CP (3)$
extreme, severe and heavy	Peronnet and Thibault model	$P_{map(t)} = MAP - A \times Ln\left(\frac{t}{MAP_{TTF}}\right); \quad t > MAP_{TTF} (4)$
	Omni power duration model	$P_{(t)} = \frac{W'}{t} \times \left(1 - e^{-t \times \frac{P_{max}-CP}{W'}}\right) + CP; \quad t \leq CP_{TTF}$ $P_{(t)} = \frac{W'}{t} \times \left(1 - e^{-t \times \frac{P_{max}-CP}{W'}}\right) + CP - A \times Ln\left(\frac{t}{CP_{TTF}}\right); \quad t > CP_{TTF} (5)$

Equation 1: $P_{(t)}$ power output, $P_{(3-min)}$ 3 min field test, $P_{(max)}$ 1 s peak power, e base of the natural logarithm (2.718), k the rate constant of the exponential decline in power output, t time in seconds

Equation 2: t time in seconds, W' work above critical power, P power output, CP critical power, $P_{(max)}$ 1 s peak power

Equation 3: $P_{(t)}$ power output, W' work above critical power, CP critical power, t time in seconds

Equation 4: $P_{map}(t)$ power output at maximum aerobic power, MAP_{TTF} time to task failure at maximum aerobic power, t time in seconds, A represents a fixed constant for the decline in power output over time, Ln natural logarithm to the base of e (2.718)

Equation 5: $P_{(t)}$ power output, W' work above critical power, CP critical power, t time in seconds, CP_{TTF} time to task failure at critical power, A represents a fixed constant for the decline in power output over time, Ln natural logarithm to the base of e (2.718)

Abbildung 2.12: Zusammenfassung mathematischer Modelle und ihrer Gültigkeitsbereiche, Quelle: unverändert aus [23]

Definition und Ermittlung von CP

Den P-t Verlauf untersucht schon A.V. Hill im Jahr 1925. Er betrachtet u.a. die Leistung über die Zeit von Sportler:innen, welche einen Weltrekord im Laufen, Schwimmen etc. halten. Er stellt fest, dass sich das Verhalten der Kurven nicht rein über die aeorbe Energiebereitstellung beschreiben lässt [24].

Monod und Scherer [25] zählen zu den ersten Personen, welche den CP Wert für einzelne Muskelgruppen untersuchen und die verrichtete Arbeit über einen linearen Zusammenhang modellieren. Sie definieren die kritische Leistung (CP) als jene Leistung, die ein Mensch theoretisch beliebig lange halten kann [25]. Moritani et al. [26] wiederholen die Versuche von Monod und Scherer, doch wird nicht nur eine Muskelgruppe betrachtet, sondern es geht darum herauszufinden, ob die zuvor getroffenen Annahmen auch für Übungen gültig sind, welche den ganzen Körper betreffen. Hierfür werden mehrere Tests mit unterschiedlichem konstantem Power Output durchgeführt. Im Zuge dieser Tests wird auch der Zusammenhang zwischen VO_2max und CP untersucht und es kann ein Zusammenhang festgestellt werden, die kritische Leistung (CP) ist Sauerstoffabhängig [26]. Poole et al. [27] führen einen weiteren Beweis für CP als Grenzwert zwischen starker und schwerer Belastung durch. Probanden absolvieren jeweils mehrere Tests an einem Ergometer. Ziel eines Tests ist es, die vorgegebene Leistung 24 Minuten zu halten. Wird die Leistung knapp unterhalb von CP gewählt, können die untrainierten Männer den Test zu Ende fahren. Liegt die Leistung jedoch über CP, in diesem Fall 15 W, wird der Test im Mittel nach 17 Minuten abgebrochen [27].

Für die Ermittlung von CP werden meist vier bis fünf Belastungstests am Ergometer bis zur Erschöpfung bei unterschiedlichen konstanten Lasten durchgeführt [28]. Vanhatalo et al. [29] suchen nach einer Methode, wie man CP schneller ermitteln kann, ohne eine Vielzahl an Leistungstests absolvieren zu müssen. Hierfür definieren sie den „3 min All-Out Test“. Für diesen Test sind nur zwei Testungen notwendig. Der erste Test, ausgeführt als Rampentest, bei dem

die Leistung Schritt für Schritt gesteigert wird, dient zur Ermittlung der aeroben Schwelle und VO_{2max} . Der zweite Test stellt den „3 min All-Out Test“ dar. Hierfür wird die Leistung so gewählt, dass sie genau zwischen VO_{2max} und der aeroben Schwelle zu liegen kommt. Diese definierte Leistung wird über den ganzen Test konstant gehalten. Die Probanden sollen mit der höchstmöglichen Kadenz den Test durchfahren. Verglichen werden die Ergebnisse mit einer konventionellen Bestimmung von CP. Diese erfolgt über mehrere Leistungstests über mehrere Tage, wie sie z.B. in Moritani et al. [26] beschrieben stehen. Die „End-Power“ des „3 min All-Out Tests“ ist annähernd ident zum bestimmten CP über die konventionelle Methode. Die anaerobe Arbeit wird mit dem Test etwas niedriger abgeschätzt [29].

Yoshiyuki et al. untersuchen, ob sich CP ändert, wenn sich die Last über CP verändert. Studien zuvor untersuchten immer nur das Verhalten von CP bei konstanter Last. Sie belegen mit ihrer Studie die Hypothese, dass CP unabhängig von der aufgebrauchten Last ist, merken aber an, dass noch einiges an Forschung betrieben werden muss. [30]. Als Anmerkung am Rande, Whipp et al. [31] haben anhand bestehender Aufzeichnungen abgeleitet, dass die römischen Legionäre knapp unterhalb von CP marschierten [31].

Zusammenhang zwischen CP und W'

Wie schon zuvor erwähnt, bildet CP den Grenzwert zwischen starker und schwerer Belastung und ist abhängig vom Sauerstoff. Hingegen ist W' in der Kapazität begrenzt. In Abbildung 2.13 ist der schon bekannte P-t Zusammenhang dargestellt sowie die lineare Transformation für W' für die Bestimmung von CP und W' . CP ergibt sich aus dem Schnittpunkt zwischen W' und in diesem Fall der Ordinate.

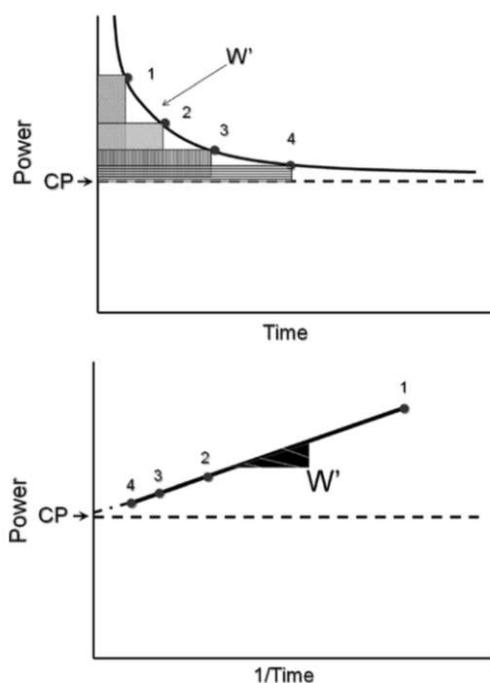


Abbildung 2.13: Graphische Darstellung des Zusammenhangs von W' und CP. Quelle: unverändert aus [20]

Wie W' und CP zusammenhängen und welche Bedeutung sie in der Art der Energiebereitstellung haben, kann auch gut durch ein hydrostatisches Modell beschrieben werden, Abbildung 2.14. A_e steht für den aeroben und A_n für den anaeroben Anteil der Energiezufuhr. Der Rohrdurchmesser R_1 ist fix und stellt die Annahme 1 bezüglich des CP Modells aus Kapitel 2.4.2 dar. Der Leistungsoutput wird durch P in der Abbildung veranschaulicht. Anhand dieses Modells ist auch Bedingung 2 aus Kapitel 2.4.2 anschaulich dargestellt. A_n ist in der Menge aber nicht im Durchfluss beschränkt. Solange man nur soviel Energie verbraucht, wie durch R_1 zur Verfügung gestellt werden kann, ist die Dauer der Übung „nicht begrenzt“. Wird jedoch mehr Energie benötigt, als durch R_1 zur Verfügung gestellt werden kann, entleert sich der anaerobe Energiespeicher bis keine Reserven mehr vorhanden sind und die gewünschte Leistung nicht mehr gehalten werden kann. Wie viel Leistung bzw. in diesem Beispiel Flüssigkeit abgegeben werden soll, kann über das Ventil T eingestellt werden [28].

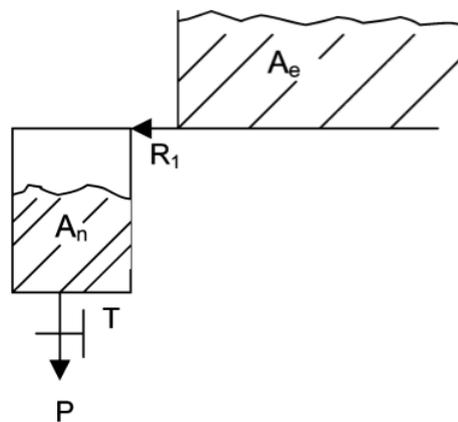


Abbildung 2.14: Hydrostatisches Modell des Zusammenhangs von CP und W' [28]

Ermittlung der Kadenz

Eine der wenigen Variablen, die der Mensch beim Radfahren beeinflussen kann, ist die Kadenz, um das Optimum zwischen Leistungsabgabe und physiologischer Anpassung zu finden. Prinzipiell kann unterschieden werden in die optimale Kadenz, Energetically optimally cadence (EOC) und in die frei gewählte Kadenz, Freely Chosen Candenz (FCC). Trainierte Athleten wählen grundsätzlich eine Kadenz, die über ihrer optimalen Kadenz liegt, (EOC: 55-65 *rpm*; FCC: 80-100 *rpm*) [32].

Das erzeugbare Moment, die erzeugbare Leistung, die erreichbare Drehzahl sowie der Modus des Radfahrens beeinflussen sich gegenseitig. In Abbildung 2.15 ist der Zusammenhang zwischen Leistung und Drehzahl dargestellt und es wird nach Art der Belastung unterschieden. Für die Generierung der Daten werden zwölf männliche Freizeitfahrer herangezogen. Obwohl exzentrisch deutlich mehr Leistung gemessen wird, ist im Falle des Prototypen die konzentrische Kurve relevant [33]. Dies begründet sich dadurch, dass die exzentrische Leistung nur durch Abbremsen einer aufgebrauchten Leistung erreicht werden kann.

Der Leistungsoutput nimmt, ab etwa 80 *U/min*, bei einer Erhöhung der Kadenz nicht mehr signifikant zu.

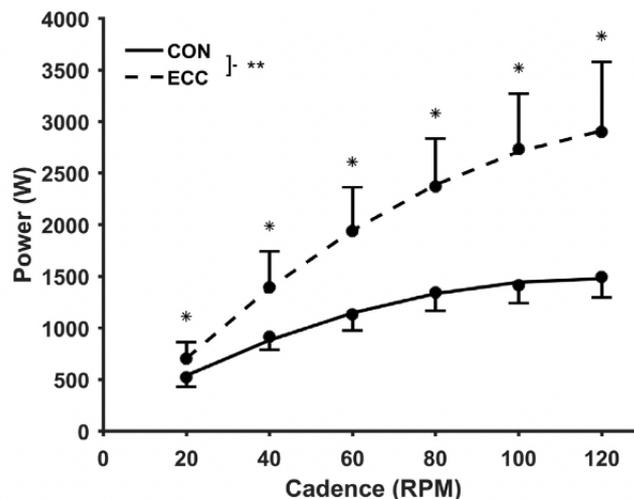


Abbildung 2.15: Maximal erreichte Leistung bei konzentrischer und exzentrischer, isokinetischer Last; Quelle: unverändert aus [33]

Brennan et al. [34] untersuchen die Auswirkungen der Drehzahl auf den Energieumsatz und auf die Gelenkbelastungen. Im Zuge dieser Untersuchungen stellen sie fest, dass die von den Probanden präferierte Drehzahl 82 U/min beträgt [34].

2.4.3 Der runde und unrunde Tritt

Beim Radfahren kann man grundsätzlich zwischen dem runden und dem unrunden Tritt unterscheiden. Beim unrunden Tritt wird nur das Pedal nach unten gedrückt. Dies führt dazu, dass in etwa 36 % der Antriebsleistung vergeudet wird. Die Trittkraft wirkt beim runden Tritt jedoch weitgehend tangential zur Pedalbahn [35], unter der Voraussetzung, dass die Füße auf den Pedalen fixiert sind.

2.5 Bestehende Konzepte und Methoden

Die Idee, über eine mobile Anlage Trinkwasser zu erzeugen sowie ein Antrieb über Pedale ist nicht neu. Im Prinzip wird eine Pumpe über Pedale und ein Zugmittel betrieben. Das zu reinigende Wasser wird einem Filtermodul zugeführt und als Extrakt erhält man in der Theorie reines Trinkwasser. Der Entsalzungsprozess erfolgt auch bei bereits bestehenden Prototypen über Umkehrosmose. Der genaue Aufbau unterscheidet sich jedoch etwas in den bestehenden Konzepten [36][37][38][39]. Alle vier Prototypen nutzen einen durch Pedale angetriebenen Kettenzug. Das Konzept von Surani et al. [36] präsentiert eine stationäre Lösung mit dem Ziel in weiterer Folge das Konzept über ein Fahrrad zu betreiben. Das Besondere an diesem Ansatz ist der Einsatz eines Elektromotors im Generatorbetrieb. Hierbei wird die Rotation der Welle nicht nur für den Pumpenantrieb genutzt [36]. Ravi et al. [37] setzen für das Fördern von Wasser eine Zahnradschleife ein. Auch hier ist das System in erster Instanz nicht mobil. Der erzielbare Volumenstrom an Trinkwasser ist laut Autoren sehr gering und benötigt viel Wasser als Input [37].

Die Firma Nippon Basic Co. Ltd hat bereits im Jahr 2014 ein mobiles Filtersystem auf den Markt gebracht. Zu beachten ist allerdings, dass dieses System nicht für Salzwasser geeignet ist [40]. Dennoch ist der prinzipielle Aufbau identisch wie bei den zuvor beschriebenen Konzepten. Genauere Informationen zu dem Produkt und seiner Anwendung können in [40][41] nachgelesen werden.

Die eben genannte Firma Nippon Basic Co. Ltd. besitzt ebenfalls eine mobile Entsalzungsanlage. Diese kann laut Angaben 500 l/h an Trinkwasser generieren und besitzt ein Trockengewicht von 120 kg. Es wird im Gegensatz zu den zuvor erwähnten Prototypen und Produkten, jedoch nicht mit Muskelkraft betrieben, sondern mit Benzin bzw. Strom. Auch der Preis beläuft sich auf 2.2 Millionen Yen, welcher umgerechnet etwa knapp unter 17.000 Euro entspricht [42]. Über die Website von United Nations Industrial Development Organization lassen sich noch weitere Produkte zur Wasseraufbereitung und Entsalzung einsehen.

Eine etwas andere Antriebsmethode wird von [43] eingesetzt. In dieser Patenschrift wird das Moment über eine Riemenscheibe angetrieben, welche an den Speichen montiert ist. Das System ist mobil und kann bewegt werden, das Fahrrad muss jedoch für den Wasserentsalzungsbetrieb aufgebockt werden. Um die Eingangsleistung für die Pumpe anzupassen, muss die Riemenscheibe getauscht werden. Der Antriebsstrang des Mechanismus ist auf dem Gepäckträger verortet [43].

Eine Option auch ein Motorrad als Antrieb zu verwenden zeigt [44]. Bei dieser Erfindung sitzt das Filtersystem ebenfalls wieder auf dem Gepäckträger. Die Filtrationsreinigung erfolgt über mehrere in Serie geschaltene Membranen [44].

Nun ist nach der Recherche ersichtlich, dass es schon einige bestehende Systeme gibt, keines jedoch die Randbedingungen für diesen Prototyp zufriedenstellend erfüllt, Salzwasser als Input zu verwenden, rein mechanisch betrieben zu werden und ein Umschalten des Betriebs ohne Aufwand für den Anwender zu ermöglichen.

2.6 Antriebsmechanismen

Es gibt eine Vielzahl an unterschiedlichen Mechanismen, um Gegenstände zu öffnen bzw. zu schließen, anzutreiben, zu pumpen etc. Um den Rahmen nicht zu sprengen, wird im Zuge dieses Abschnitts nur auf Möglichkeiten eingegangen, die Potential haben die mobile Entsalzungsanlage zu betreiben. Alle im Folgenden beschriebenen Mechanismen besitzen nur einen Freiheitsgrad. Der klassische Kurbeltrieb und der Nockentrieb sind zwei Möglichkeiten rotatorische Bewegung in translatorische Bewegung umzuwandeln.

Der Nockentrieb eignet sich in diesem Fall nicht aufgrund der stark eingeschränkten Positionierung der einzelnen Teile zueinander. Der Kurbeltrieb ist hingegen deutlich vielversprechender. Die Kolbenbewegung kann näherungsweise über eine Sinuskurve beschrieben werden.

Wenn nicht nur ein Kolben, sondern zwei Kolben betrieben werden sollen, eignet sich ein „Scotch Yoke“ Mechanismus [45]. Ein Beispiel für einen Kolben ist in Abbildung 2.16 zu sehen. Der große Unterschied zwischen einem klassischen Kurbeltrieb und einem „Scotch Yoke“ Mechanismus liegt darin, wie die translatorische Bewegung des Kolbens erreicht wird. Bei einem klassischen Kurbeltrieb sind alle Teile über Gelenke verbunden. Bei einem „Scotch Yoke“ Mechanismus hingegen, rotiert ebenfalls ein Stab (1), Abbildung 2.16 um einen fixen Punkt 0. Nun ist die Verbindung jedoch nicht über ein Gelenk, sondern über einen in einer Führung auf- und abgleitenden Gleitschuh (2) realisiert. Durch das vertikale Gleiten des Gleitschuhs in der Führung ergibt sich eine translatorische Bewegung der Kolbenstange (3).

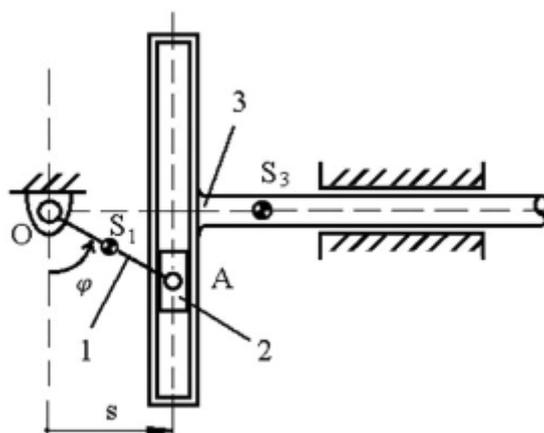


Abbildung 2.16: Modell eines Scotch Yoke Mechanismus bestehend aus drei Komponenten. 1...Stab mit konstanter Länge, 2...gelenkig gelagerter Gleitschuh, 3...Führung des Gleitschuhs mit Kolbenstange, Quelle unverändert aus: [45]

Möchte man jedoch Arbeitshub und Retourhub nicht gleich lange ausführen, eignen sich die genannten Konzepte nicht.

Quickreturnmechanismus

Eine Gruppe an Mechanismen, die diese Anforderung erfüllen, sind die sogenannten Quickreturnmechanismen (QR-Mechanismus). Das Einsatzgebiet von QR-Mechanismus ist weitläufig

wie z.B. in Stoßmaschinen und elektrischen Sägen. Kurz gesagt ihr Einsatzgebiet ist überall dort, wo es einen arbeitsintensiven und einen weniger arbeitsintensiven Schritt gibt. Bei einem QR-Mechanismus kann über das sogenannte Zeitverhältnis (time ratio) das Verhältnis zwischen Arbeitshub und Retourhub beschrieben werden. Unter dem Begriff QR-Mechanismus lassen sich eine Vielzahl an unterschiedlichen Mechanismen zusammenfassen, wie z.B. „offset slider-crank“, „crank shaper“ oder den „whitworth mechanism“. Sie alle unterscheiden sich in der Positionierung der einzelnen Teile [46].

3 Methoden

Im Zuge dieses Kapitels werden zuerst das allgemeine Konzept des Antriebstrangs und das verwendete Fahrrad vorgestellt. Nachfolgend werden die Eingangsparameter definiert, der QR-Mechanismus ausgelegt und die Entscheidung der Zugmittel erklärt. Vor der Berechnung und Konstruktion der einzelnen Komponenten werden die Übersetzungsverhältnisse und Zähnezahlen bestimmt. Im Anschluss an die Auslegung der Komponenten wird der zusammengesetzte Prototyp als CAD-Modell beschrieben. Die letzten Schritte befassen sich mit der kinematischen und kinetischen Betrachtung des Kolbens, der Druckberechnung vor dem Filter und der Ventilsteuerung. Um eine Aussage über die theoretisch erreichbare Drucksteigerung pro Zyklus geben zu können, wird die Kinematik des QR-Mechanismus und die Auswirkungen auf den Druck vor dem Filter berechnet. Die Filtersteuerung und das Funktionsprinzip des eingesetzten doppelwirkenden Kolbens wird ebenfalls kurz betrachtet. Zu guter Letzt wird ein adaptiertes Ritzelpaket vorgestellt, welches ein Entkoppeln des Pumpenbetriebs vom Fahrradbetrieb ermöglicht.

3.1 Konzept

Das grundlegende Konzept des gesamten Prototyps ist in Abbildung 1.3 ersichtlich. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf der Entwicklung des Antriebstranges, welcher schematisch in Abbildung 3.1 dargestellt ist. Um den zuvor erwähnten Randbedingungen Folge zu leisten, wird der Mensch als Motor verwendet und es kommen keine Elektromotoren oder dergleichen zum Einsatz. Die notwendige Leistung für den Entsalzungsbetrieb des Mechanismus wird vom Menschen über die Pedale eingespeist. Das über die Kurbelgarnitur aufgebrachte Moment wird über die Kette 1 zum Ritzelpaket und über Kette 2 zum Kettenblatt Antriebswelle übertragen, linker Teil von Abbildung 3.1. Dieses ist über eine Hülse auf der Antriebswelle montiert. In der Hülse befindet sich ein Freilauf und dieser dient als Sicherheitsmaßnahme für den Anwender. Über den Verbindungsbolzen und der Führung, welche um die Achse schwenkt, wird das aufgebrachte Moment in Form einer Kraft auf den Kolben über das Verbindungselement übertragen.

Im Fahrradbetrieb wird die Entsalzungsanlage nicht angetrieben und das übertragene Drehmoment von der Kurbelgarnitur wird nur über Kette 1 zum Ritzelpaket übertragen. Um ein reibungsloses Umschalten zu gewährleisten, wird eine Lösung für ein adaptiertes Ritzelpaket in Kapitel 3.14 erläutert.

Der Mechanismus, um die rotatorische Energie in Druckenergie umzuwandeln, beinhaltet folgende Komponenten:

- eine Fest-Los gelagerte Antriebswelle
- eine Führung
- eine Fest-Los gelagerte Achse
- ein Verbindungselement für die Kolbenstange

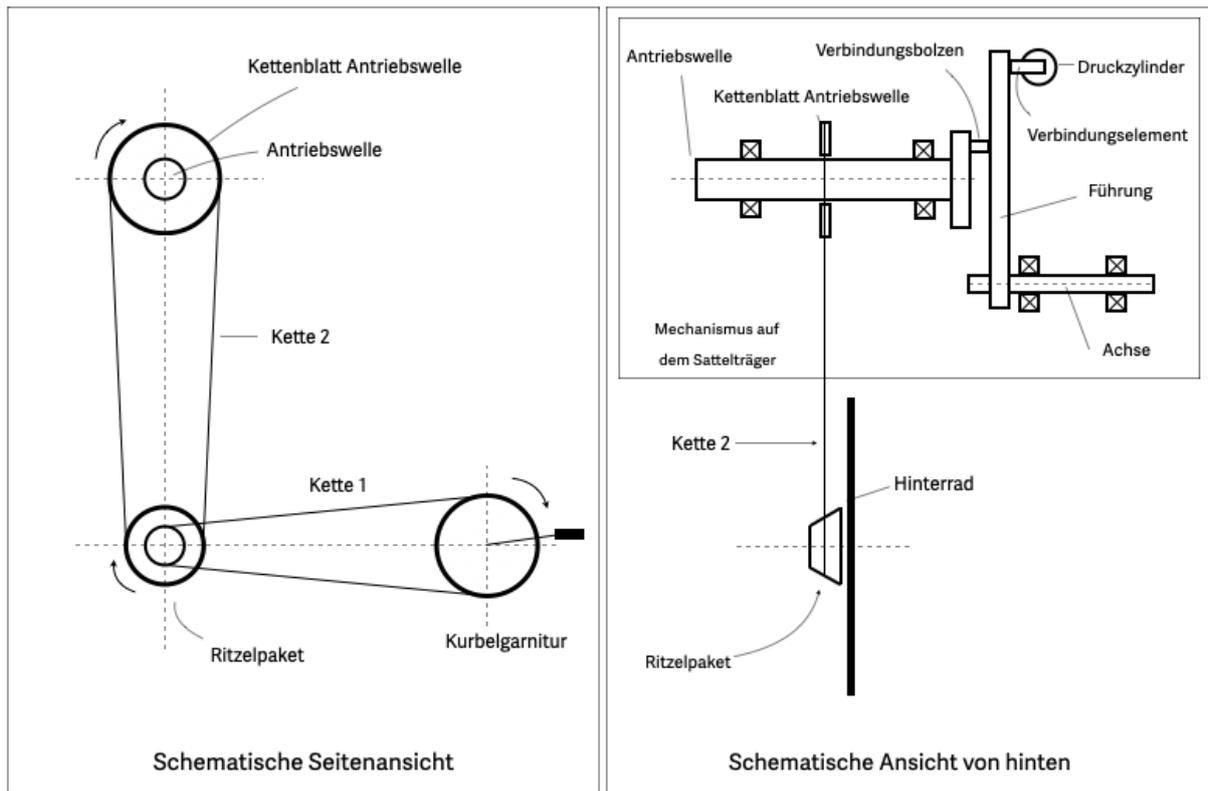


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung und Zusammenhang aller betrachteten Bauteile des Systems Antriebstrang. Das Moment wird über Pedale auf Kurbelgarnitur aufgebracht → Kraftübertragung zu Ritzelpaket über Kette 1 → Kraftübertragung zu Kettenblatt Antriebswelle über Kette 2 → Kraftübertragung über Antriebswelle, Führung und Achse zum Kolben

Im Zuge dieses Kapitels werden die unterschiedlichen Komponenten ausgelegt und besprochen.

3.2 Allgemeines zum Fahrrad

Um die Machbarkeit des Konzepts zu eruieren, wird für den Prototyp ein Fahrrad von KTM verwendet. Hierbei handelt es sich um die „FunLine“ mit 28 Zoll Dragon Line 719 Felgen mit einer Dimension von 622x19. Das Gewicht der Felge ist mit 572 g zu beziffern. Die im Einsatz befindliche Kassette ist eine CS-HG200-8 von Shimano, mit 8 Gängen [12-14-16-18-21-24-28-32Z]. Bei der Kurbelgarnitur handelt es sich um eine Shimano Tourney A0070 [50-39-30Z]. Die Entsalzungsanlage soll zum Teil auf den Gepäckträger montiert werden. Um kein Problem mit den Ritzelabständen zu bekommen, wird für die zweite Kette ebenfalls eine Fahrradkette von Shimano herangezogen. Bei dieser Fahrradkette beläuft sich die Teilung auf 1/2“ und einem Innenmaß von 3/32“. Die Wahl des Zugmittels sowie die Berechnung der Übersetzung werden in Kapitel 3.5 und 3.6 beschrieben.

3.3 Wahl der Eingangsparameter

Aus der Literaturrecherche ergeben sich einige Erkenntnisse, die relevant für die Auslegung des Prototypen sind. Wie zuvor beschrieben, wird in der Literatur der CP Wert als Grenzwert für die aerobe Energiebereitstellung definiert. Dieser variiert aber, aufgrund der starken Abhängigkeit des Fitnesslevels der Person, stark von unter 150 bis über 250 W . Aus diesem Grund wird eine Leistung von 200 W sowie eine Eingangsdrehzahl von 80 U/min angenommen. Mit diesen angenommen Größen kann Dank des folgenden Zusammenhangs, Leistung ergibt sich aus dem Skalarprodukt aus Moment und Winkelgeschwindigkeit,

$$P = \vec{M} \cdot \vec{\omega} \quad (3.1)$$

das aufgebrachte Kurbelmoment zu

$$\vec{M}_{pedal} = 24Nm \quad (3.2)$$

bestimmt werden. Das über die Kurbelwelle übertragene Moment ist nicht konstant. Bei einer Pedalstellung von zwölf Uhr und sechs Uhr ist das aufgebrachte Moment null. In der drei Uhr Stellung wird das größte Moment an der Kurbelwelle generiert. Um diesen Momentenverlauf näherungsweise in der Berechnung abzubilden, wird der Momentenverlauf als Sinusverlauf modelliert.

3.4 Synthese des QR-Mechanismus

Für die Filterung ist ein konstanter Druck optimal. Durch einen Pulsationsdämpfer und einen QR-Mechanismus wird versucht dieser Anforderung gerecht zu werden. In diesem Abschnitt wird die Synthese des QR-Mechanismus beschrieben, welcher die rotatorische in eine translatorische Bewegung umwandelt.

Im ersten Schritt werden alle Parameter identifiziert, welche für die Auslegung des Mechanismus notwendig sind. Eine Skizze des Systems ist in Abbildung 3.2 ersichtlich. Parameter:

- h_0 ... Abstand zwischen der Symmetrieachse der Achse und der Führung
- r ... Wirkradius
- h_{system} ... Systemhöhe zwischen Lager A und der Kolbenstange
- H_{kolben} ... Hub des doppelwirkenden Kolbens
- ξ ... Lagekoordinate des Kontaktpunktes zwischen Führung und Scheibe
- α ... Winkel des Retourhubs
- β ... Winkel des Arbeitshubs
- ψ ... Winkel der Führung
- ψ_{max} ... maximaler Ausschlag der Führung in einer Richtung

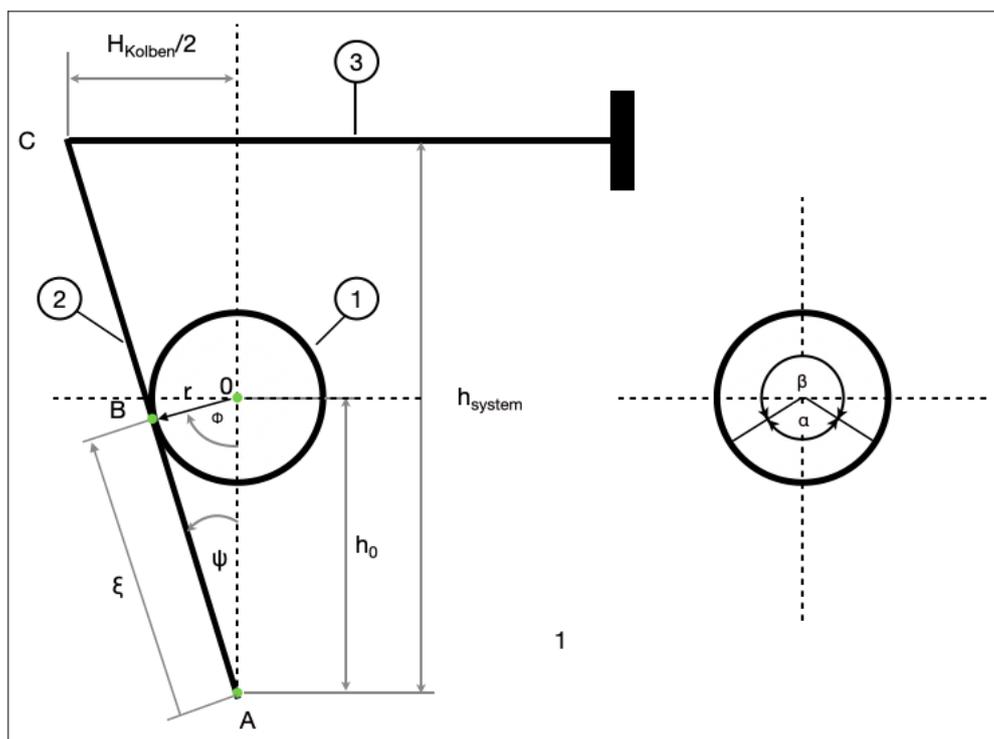


Abbildung 3.2: Skizze QR-Mechanismus, 1...Stirnseite der Antriebswelle, 2...Führung, 3...Kolbenstange

Der Kolbenhub wird durch den Kolben mit 10 cm vorgegeben und ist der einzige von „außen“ vorgegebene Wert. Die Winkel für den QR-Mechanismus werden wie folgt gewählt:

$$\alpha = 110^\circ \quad \beta = 250^\circ \quad (3.3)$$

Der maximale Ausschlag der Führung ψ_{max} ist gegeben, wenn zwischen \overline{OB} und \overline{AC} ein rechter Winkel auftritt. Somit ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\psi_{max} = \frac{\pi - \alpha}{2} \quad (3.4)$$

Mit ψ_{max} kann nun ebenfalls mithilfe eines rechtwinkligen Dreiecks die Systemhöhe bestimmt werden:

$$h_{system} = \frac{H_{Kolben}}{2 * \tan(\psi_{max})} \quad (3.5)$$

Um den Mechanismus vollständig beschreiben zu können, fehlen noch die Variablen r und p . Für die Bestimmung dieser Größen wird folgender Zusammenhang herangezogen:

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{r}{h_0} \quad (3.6)$$

Da es sich hier um ein 1-Freiheitsgradsystem handelt, muss eine der Größen gewählt werden:

$$r = 1,5 \text{ cm} \quad (3.7)$$

Im Sinne der Einfachheit und des Gewichts wird im Zuge der Auslegung keine zusätzliche Schwungmasse vorgesehen.

3.5 Wahl des Zugmitteltriebes

Bei den Zugmitteln kann man grundsätzlich zwei Gruppen unterscheiden, zum einen die Riementriebe, zum anderen die Kettentriebe. Beide haben Vor- und Nachteile. Riementriebe sind im Allgemeinen geräuschärmer, benötigen keine Schmierung und sind kostengünstiger, um nur einige Vorteile zu nennen.

Nachteile eines Riementriebs sind u.a. der bedingte Schlupf und der größere Platzaufwand. Umwelteinflüsse haben maßgeblich Einfluss auf das Reibverhalten und somit Einfluss auf die Momentenübertragung [47, S.657]. Unter den genannten Gesichtspunkten und, dass Kettenblätter schon vorhanden sind, wird für den Prototypen ein Kettentrieb gewählt.

Anforderungen an den Kettentrieb

Zum Einsatz kommen Kettenblätter mit den Zähnezahlen 39, 21, 28 und 26. Die Wahl der Zähnezahl ergibt sich aus der Notwendigkeit von einer Gesamtübersetzung von 0,5. Bis auf das 26er Kettenblatt sind alle Kettenblätter auf dem Fahrrad vorhanden. Eine genauere Beschreibung, wie es zur Auswahl der Zähnezahlen kommt, ist in Kapitel 3.6 zu finden.

Um die notwendige Spannung der Kette zu erreichen, gibt es zwei Mechanismen. Zum einen kann die Position des Antriebstranges bis zu einem gewissen Grad eingestellt werden, zum anderen kann die Kettlänge bis zwei Glieder genau gewählt werden. Um letztendlich die notwendige Kettenspannung zu erreichen, wird ein Kettenspanner eingesetzt, welcher einen Freiheitsgrad auf der Bodenplatte des Mechanismus besitzt, Abbildung 3.3. Der Kettenspanner besteht aus einem Kettenblatt(5) mit 13 Zähnen, welches auf einem Kugellager(4) sitzt, welches wiederum auf einer Schraube(2) montiert ist. Die optimale Ausrichtung wird durch Muttern(4)(8) gewährleistet.

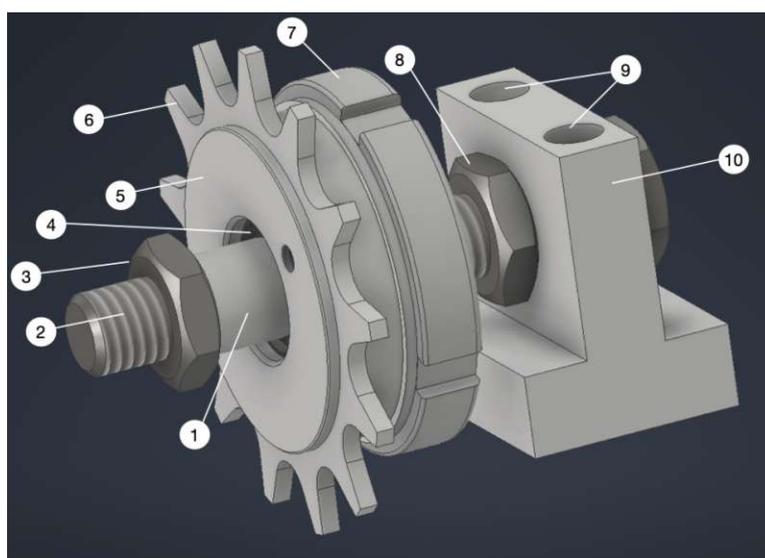


Abbildung 3.3: 3D Modell des Kettenspanners, 1...Abstandshülse, 2...M10 Schraube, 3...Wellenmutter, 4...Rillenkugellager 5...Hülse für Kettenblatt, 6...Kettenblatt, 7...Wellenmutter, 8...Wellenmutter, 9...Durchgangsbohrungen für Befestigung an Bodenplatte, 10...Fixierung für Bodenplatte

3.6 Übersetzung des Fahrrades

Die notwendige Gesamtübersetzung von der Kurbel bis zur Antriebswelle beträgt 0.5 und ist definiert als das Produkt aller Übersetzungen, Gleichung 3.8:

$$i_{Gesamt} = i_{Kurbel\&Ritzelpaket} * i_{Ritzelpaket\&Antriebswelle} \quad (3.8)$$

Ziel ist es pro Tritt einen vollen Pumpenzyklus zu erzielen, um für jeden Hub gleiche Bedingungen vorzufinden. Die Übersetzung kann als der Quotient zwischen der Zähnezahzahl des Abtriebs zur Zähnezahzahl des Antriebs definiert werden. Die Kurbelgarnitur und das Ritzelpaket des Fahrrades schränken die Auswahl von drei der vier Zähnezahlen ein. Im ersten Schritt werden alle möglichen Übersetzungskombinationen zwischen Ritzelpaket und Kurbelgarnitur errechnet.

Der Vektor der Zähnezahlen der Kurbelgarnitur ist folgendermaßen definiert:

$$z_{Kurbelgarnitur} = \begin{bmatrix} 50 & 39 & 30 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Der Vektor der Kassette setzt sich wie folgt zusammen:

$$z_{Kassette} = \begin{bmatrix} 12 \\ 14 \\ 16 \\ 18 \\ 21 \\ 24 \\ 28 \\ 32 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Um alle möglichen Übersetzungen zwischen der Kassette und der Kurbelgarnitur zu erhalten, wird jede mögliche Übersetzungskombination errechnet. Hierzu wird das Dyadischeprodukt aus den Zähnezahlenvektoren gebildet, um eine Matrix aller möglichen Übersetzungen zu erhalten:

$$i_{Kurbel\&Ritzelpaket} = z_{Kassette} \cdot \frac{1}{z_{Kurbelgarnitur}} \quad (3.11)$$

$$i_{Kurbel\&Ritzelpaket} = \begin{bmatrix} 0.2400 & 0.3077 & 0.4000 \\ 0.2800 & 0.3590 & 0.4667 \\ 0.3200 & 0.4103 & 0.5333 \\ 0.3600 & 0.4615 & 0.6000 \\ 0.4200 & 0.5385 & 0.7000 \\ 0.4800 & 0.6154 & 0.8000 \\ 0.5600 & 0.7179 & 0.9333 \\ 0.6400 & 0.8205 & 1.0667 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Für die Übersetzung zwischen Kurbel und Ritzel wird 0.5385 gewählt, um möglichst nahe an der notwendigen Übersetzung zu liegen. Um diese Übersetzung zu erhalten, wird das Kettenblatt mit 39 Zähnen der Kurbelgarnitur und das Ritzel mit 21 Zähnen gewählt. Anschließend wird mit Gleichung 3.8 die notwendige Übersetzung zwischen Kassette und Antriebswelle bestimmt:

$$i_{\text{Ritzelpaket\&Antriebswelle}} = 0.9286 \quad (3.13)$$

Mit dieser Übersetzung lässt sich der Vektor der möglichen Zähnezahlen errechnen:

$$z_{\text{Antriebswellemoeglich}} = i_{\text{Ritzelpaket\&Antriebswelle}} \cdot z_{\text{Kassette}} = \begin{bmatrix} 11.14 \\ 13 \\ 14.86 \\ 16.71 \\ 19.5 \\ 22.29 \\ 26 \\ 29.71 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Anhand der potentiellen Zähnezahlen ist ersichtlich, dass nur 13 bzw. 26 Zähne realisierbar sind. Die Wahl der Zähnezahl der Antriebswelle fällt auf 26. Diese Entscheidung hat mehrere Gründe. Bei 13 Zähnen kann der Polygoneffekt nicht vernachlässigt werden und führt zu einem unrunder Lauf. Auch ist der Innendurchmesser des Kettenblattes entscheidend für die Nutzung auf der Antriebswelle.

Folgende Zähnezahlen ergeben sich, um die gewünschte Übersetzung zu erzielen:

- Zähnezahl des Kettenblattes der Kurbelgarnitur = 39
- Zähnezahl des 5ten Ritzels des Ritzelpakets = 21
- Zähnezahl des Abtriebritzels (7tes Ritzel) des Ritzelpakets = 28
- Zähnezahl des Kettenblattes der Antriebswelle = 26

3.7 Berechnung und Auslegung der Komponenten

Aufgrund des geringen Gewichts der Bauteile im Verhältnis zu den auftretenden Kräften werden die Gewichtskräfte vernachlässigt. Um ein Beispiel zu nennen - die Antriebswelle ist das größte und schwerste Bauteil des Systems und hat ein Gewicht von $1,2 \text{ kg}$. Dies ergibt eine Gewichtskraft von $11,8 \text{ N}$. Im Gegensatz dazu beträgt die Antriebskraft F_{An} knapp 200 N und die Abtriebskraft $F_{QR} = 800 \text{ N}$. Die restlichen Bauteile sind höher belastet und haben ein geringeres Gewicht.

3.7.1 Antriebswelle

Als Werkstoff für die Antriebswelle, Abbildung 3.4, wird 16MnCr5 herangezogen. Bevor die Auf-

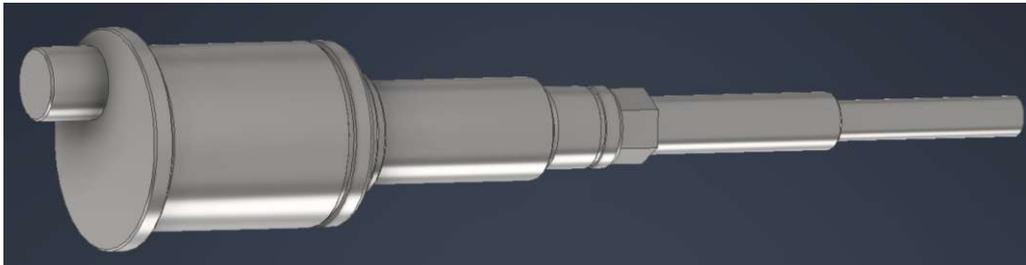


Abbildung 3.4: 3D Modell der Antriebswelle

lagerkräfte berechnet werden, müssen die von außen wirkenden Kräfte definiert werden. Sowohl das Moment des QR-Mechanismus als auch das Antriebsmoment, übertragen über den Kettenantrieb, greifen nicht an der neutralen Faser der Welle an.

Um die Auflagerkräfte im 2D-Raum berechnen zu können, werden die auf das System einwirkenden Kräfte in die neutrale Faser reduziert. Damit auch nach der Reduktion der gleiche Kräftezustand auf der Welle vorherrscht, muss zusätzlich ein Torsionsmoment eingeführt werden, welches jedoch keine Auswirkung auf die Auflagerberechnung besitzt.

Im Folgenden werden die Auflagerkräfte nicht kontinuierlich für einen vollen Umlauf berechnet, sondern es werden nur die Extremfälle betrachtet. Aufgrund der Eigenschaft, dass die Antriebskraft ihr Vorzeichen nicht wechselt, die Kraft des QR-Mechanismus hingegen schon, liegt es nahe, zwei Fälle zu betrachten. Im ersten Fall zeigen beide Kräfte in die gleiche Richtung. Im zweiten Fall zeigen die Kräfte in entgegengesetzte Richtungen.

Unter Berücksichtigung der Modellierung des Antriebsmomentes wird jedoch klar, dass nur ein Fall berechnet werden muss. Begründen lässt sich die Annahme dadurch, dass die Extremwerte 180° versetzt auftreten. Nun ist das Antriebsmoment bei 0° bzw. 360° null. Daraus ergibt sich, dass Fall 1 nicht auftreten kann.

Nach der Definition der wirkenden Kräfte werden nun die Auflagerkräfte sowie das wirkende Biegemoment bestimmt. Im Anschluss werden die notwendigen Wellenabsätze nach DIN 743 nachgerechnet, um ein Bauteilversagen zu vermeiden. Zum Abschluss der Wellenberechnung werden passende Lager ausgewählt und auf ihre Sicherheit geprüft.

Auflagerkräfte und auftretende Biegemomente

Im ersten Schritt werden die Auflagerkräfte ermittelt, um anschließend das auftretende Biegemoment zu bestimmen. Es handelt sich bei dem System Antriebswelle um ein statisch bestimmtes System. Somit reichen die drei zur Verfügung stehenden Gleichungen, Kräftegleichgewicht in zwei Achsen und das Momentengleichgewicht aus, um das System vollständig beschreiben zu können. Die freigeschnittene Welle für die Auflagerberechnung ist in Abbildung 3.5 zu sehen. Es

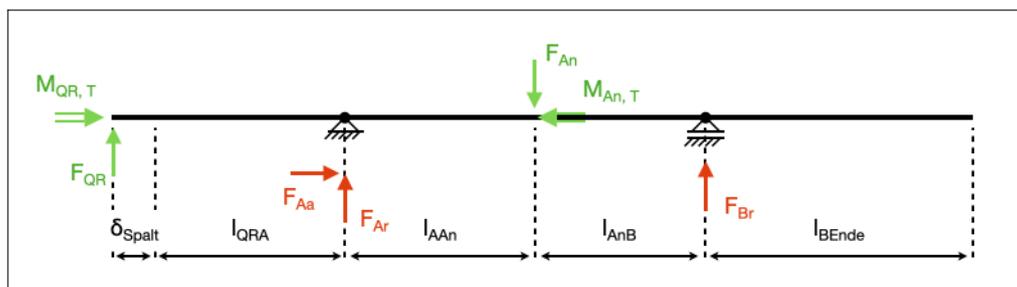


Abbildung 3.5: Ersatzmodell der Welle für Fall 2. Die wirkenden Kräfte sind auf die neutrale Faser reduziert, mit einem zu berücksichtigenden Torsionsmoment.

wird angenommen, dass die Leistungsübertragung ohne Verluste erfolgt. M_{QR} steht hier für das übertragene Moment an den QR-Mechanismus und M_{An} für das Antriebsmoment:

$$M_{An} = M_{QR} \quad (3.15)$$

Die wirkenden An- und Abtriebskräfte bestimmen sich aus dem Quotienten, aus dem Moment und dem Abstand. Für die Antriebskraft gilt folgende Gleichung:

$$F_{An} = \frac{M_{An}}{r_{An}} \quad (3.16)$$

Für die abtriebsseitige Kraft gilt folgender Zusammenhang:

$$F_{QR} = \frac{M_{QR}}{r_{QR}} \quad (3.17)$$

Die durch Schwingungen möglich auftretenden axialen Kräfte werden im Zuge dieser Auslegung vernachlässigt. Somit ergibt sich über das Kräftegleichgewicht, in der horizontalen Achse, die axiale Lagerkraft des Festlagers zu:

$$F_{Aa} = 0 \quad (3.18)$$

Die radiale Kraft des Festlagers folgt aus dem Momentgleichgewicht in B:

$$F_{Ar} = \frac{F_{An} * l_{AnB} + F_{QR} * (\delta_{Spalt} + l_{QRA} + l_{AAn} + l_{AnB})}{l_{AAn} + l_{AnB}} \quad (3.19)$$

Für die radiale Kraft des Loslagers ergibt sich folgende Beziehung:

$$F_{Br} = F_{An} + F_{QR} - F_{Ar} \quad (3.20)$$

Für den Biegemomentenverlauf wird das System an drei Stellen aufgeschnitten, zwischen Kraftangriffspunkt des QR-Mechanismus und dem Festlager, zwischen Festlager und Loslager sowie zwischen Loslager und Kraftangriffspunkt des Antriebsmomentes. Es ergibt sich der folgende dargestellte Verlauf, Abbildung 3.6.

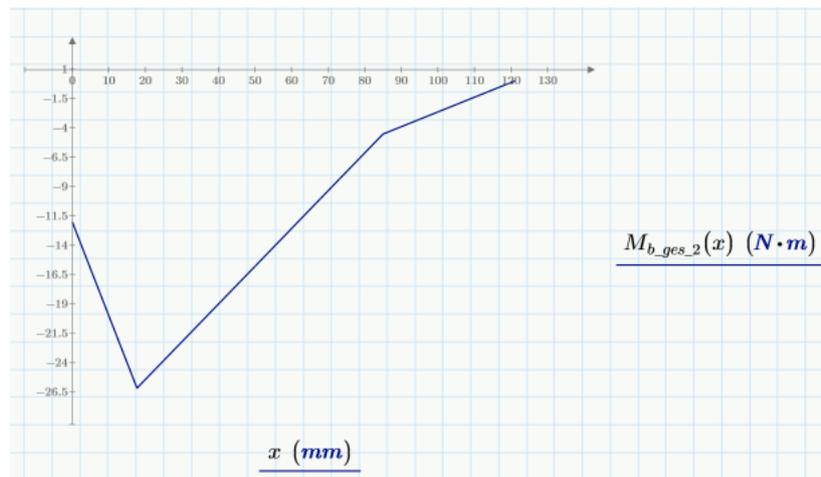


Abbildung 3.6: Biegemomentenverlauf der Antriebswelle

Das maximal auftretende Biegemoment beträgt $31,2 \text{ Nm}$ und ist im Kraftangriffspunkt des Festlagers lokalisiert. Die Kraftübertragung zwischen der Antriebswelle und der Führung erfolgt über einen Bolzen auf der linken Stirnseite der Welle, Abbildung 3.7. Da der Bolzen bei der Berechnung des Biegemoments nicht als Teil der Welle betrachtet wird, ist das Biegemoment am Beginn der Welle nicht null.

Festigkeitsberechnung der Antriebswelle

Um die Festigkeit der kompletten Welle über eine Kerbe nachzuweisen, wird das maximal auftretende Moment auf die Kerbe mit dem geringsten Kerbgrundradius aufgebracht. In Abbildung 3.7 ist diese mit K1 markiert. Hiermit wird sichergestellt, dass die Welle den auftretenden Belas-

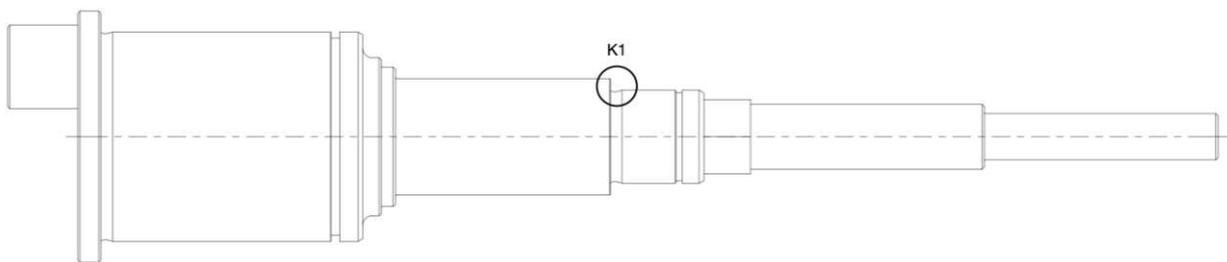


Abbildung 3.7: Antriebswelle mit Kennzeichnung der berechneten Kerbe

tungen standhält. Durch diesen Schritt ist die restliche Welle deutlich überdimensioniert. Dies wird in Kauf genommen, da es sich um einen Prototypen handelt und in erster Linie das Konzept geprüft und keine Welle auf ihr Optimum ausgelegt werden soll. Auch werden die Zukaufteile, wie z.B. Freilauf, etwas größer ausgelegt und geben somit gewisse Durchmesser der Welle vor. Auf dem größeren Durchmesser auf der linken Seite des Absatzes, welcher durch K1 beschrieben

wird, sitzt der Freilauf.

Bevor die Auslegung nach DIN743 erfolgen kann, müssen noch der Anwendungsfaktor und der Lasterhöhungsfaktor definiert werden. Die Auswahl des Anwendungsfaktors erfolgt mithilfe der DIN3990-1.

Durch die Annahme von mäßigen Stößen auf der Antriebsseite sowie mittleren Stößen auf der Abtriebsseite ergibt sich der Anwendungsfaktor K_A zu 1,75.

Für die Bestimmung des Lasterhöhungsfaktors, in der Berechnung als K_S definiert, ist die maximal auftretende Leistung relevant. Der Wert des Lasterhöhungsfaktors ergibt sich aus dem Quotienten der mittleren angenommen Leistung und der maximalen Leistung, die kurzzeitig auftreten kann (1200 W). Dies führt zu einem K_S von 6.

Die vollständige Berechnung befindet sich im Anhang und kann dort eingesehen werden.

In diesem Abschnitt werden nur wesentliche Entscheidungen und Annahmen erklärt. Beide auftretenden Kräfte auf der Antriebswelle werden als schwellende Belastung modelliert. Es herrscht keine harte Randschicht und die Welle erfährt keine zusätzliche Oberflächenbehandlung. Somit ergibt sich K_V zu 1.

Da es sich um einen Einsatzstahl handelt, welcher mit Cr legiert ist, wird folgende Gleichung für K_1 herangezogen, wobei D_{K1} dem größten Durchmesser des Wellenabsatzes entspricht:

$$K_1 = 1 - 0,26 * \log\left(\frac{D_{K1}}{16mm}\right) \quad (3.21)$$

Für die Berechnung der äquivalenten Mittelspannung wird Fall 2 ausgewählt. Dies begründet sich mit der Annahme, dass nur das Verhältniss der Mittelspannung zur Spannungsamplitude konstant bleibt, nicht aber die Mittelspannung selbst. Für die mittlere Rauigkeit R_z der Welle wird $50 \mu m$ und für die allgemeine Rauigkeit Ra wird $0.8 \mu m$ angenommen.

Festigkeitsnachweis Bolzenverbindungen

Um die Kraftübertragung zwischen Welle und Führungsgabel gewährleisten zu können, wird ein Bolzen eingesetzt. Dieser muss den Belastungen des Systems standhalten. Hierfür wird für den statischen Nachweis die Vergleichspannung nach der Gestaltänderungshypothese berechnet:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \quad (3.22)$$

Um den ungünstigsten Fall anzunehmen, wird die Kraftübertragung als Einzelkraft, mit dem maximal möglichem Abstand zur Welle, festgelegt. Im Betrieb wird sich aller Voraussicht nach die Kraft nicht als Punktlast verhalten, sondern als Flächenlast. Da die Kontaktfläche aber nicht genau abgeschätzt werden kann, wird der Weg über die Einzellast gewählt. Auch wird das tatsächliche Moment mit K_S multipliziert, um die maximal mögliche Kraft abzubilden.

Konstruktive Überlegungen

Die dünnen, längeren Absätze auf der in Abbildung 3.7 ersichtlichen Welle dienen der Platzierung der Nocken für die Ventilsteuerung des Kolbens. Ihre Länge ergibt sich u.a. aus der Breite der

Ventile.

Die darauffolgende Schlüsselweite ist eine reine Montagehilfestellung für das Ausrichten von Teilen auf der Welle. Um die Reibungsverhältnisse zu optimieren und um zu verhindern, dass ein Stahl/Stahl Kontakt entsteht, wird auf dem Bolzen der Welle eine Kunststoffhülse gezogen. Hiermit soll gewährleistet werden, dass das Verschleißteil einfach und billig zu tauschen ist und an der Welle selbst keine Abnutzung entsteht.

3.7.2 Führung

Als Werkstoff für die Führung, Abbildung 3.8, wird 16MnCr5 verwendet.

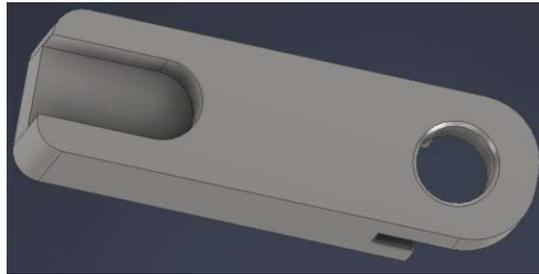


Abbildung 3.8: 3D Modell der Führung

Kräfteberechnung der Führung

Für die Berechnung der wirkende Kräfte wird das System in zwölf Uhr Stellung betrachtet, da in dieser Position das größte Moment von Antriebswelle auf den Kolben übertragen wird. Die Reibung zwischen den Bauteilen wird vernachlässigt. In Abbildung 3.9 ist das Ersatzkräftemodell zu sehen.

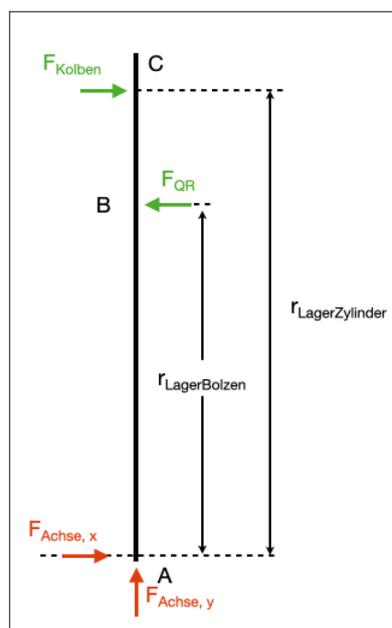


Abbildung 3.9: Freigeschnittenes Ersatzmodell der Führung

Die Führung stellt das Verbindungselement zwischen Achse, Antriebswelle und dem Kolben dar. Die Kraft F_{QR} wird von der Welle an die Führung übertragen und ist somit bekannt. Die Kolbenkraft F_{Kolben} ist jene Kraft, die in weiterer Folge für die Druckberechnung des doppelwirkenden Zylinders herangezogen wird und kann über ein Momentengleichgewicht in A folgendermaßen bestimmt werden:

$$F_{Kolben} = F_{QR} * \frac{r_{LagerBolzen}}{r_{LagerZylinder}} \quad (3.23)$$

Die wirkende Kraft auf die Achse $F_{Achse,x}$ ergibt sich aus dem Kräftegleichgewicht in horizontaler Achse zu:

$$F_{Achse,x} = F_{QR} - F_{Kolben} \quad (3.24)$$

Aufgrund der wie zuvor beschriebenen Vernachlässigung der Gewichtskraft ergibt sich aus dem Kräftegleichgewicht in vertikale Richtung folgendes:

$$F_{Achse,y} = 0 \quad (3.25)$$

Konstruktive Überlegungen

In Abbildung 3.10 ist ein 3D Modell der Führung ersichtlich, an welchem kurz die konstruktiven Überlegungen diskutiert werden sollen.

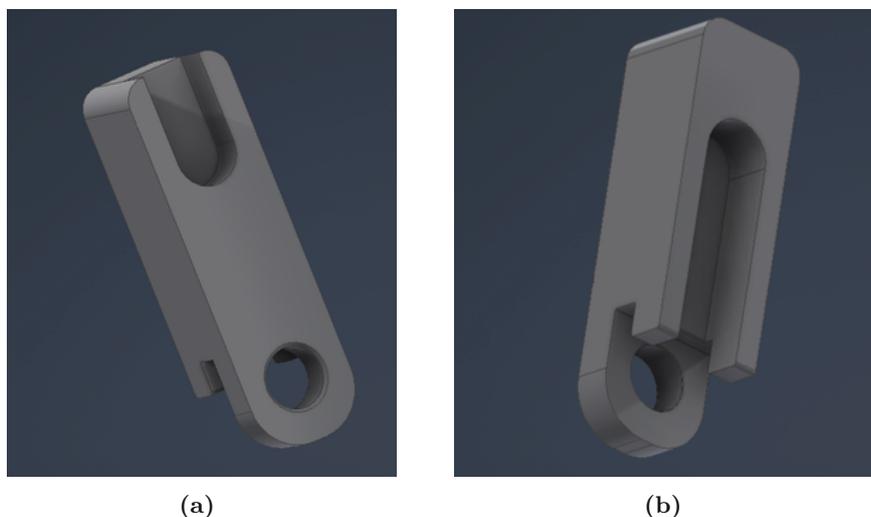


Abbildung 3.10: Führung des Mechanismus

Die Bohrung am unteren Ende besitzt eine Fase, um ein leichteres Aufschieben auf das Gleitlager der Achse zu ermöglichen, Abbildung 3.10 (a). Für die axiale Sicherung der Führung auf der Achse wird ein Wellensicherungsring verwendet. Um den Sicherungsring auf die Welle setzen zu können, benötigt es Platz. Auf der anderen Seite ist es notwendig, dass der Wellenbolzen ausreichend Kontaktfläche in seiner Schiene hat, um die gewünschte Leistung übertragen zu können. Um beide Anforderungen zu erfüllen, wird eine viereckige Ausnehmung vorgenommen, wie gut in Abbildung 3.10 (b) zu sehen ist. Die breite der Führung ist dem Umstand geschuldet, dass, wie schon erwähnt, ein relativer Abstand zwischen Achse und Welle eingehalten werden muss und die Bolzen und der Wellenabsatz gewisse Durchmesser besitzen müssen, um die Kräfte

sicher übertragen zu können. Eine Zusammenstellung von Achse, Führung und der Verbindung für die Kolbenstange ist in Abbildung 3.11 ersichtlich.

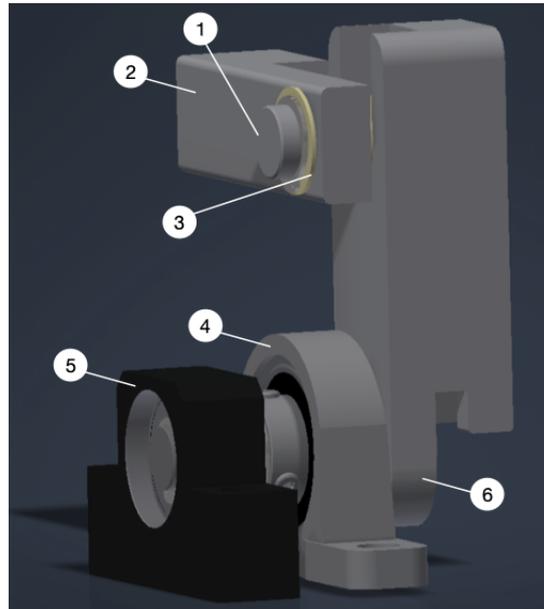


Abbildung 3.11: Teilzusammenbau des Prototypen, 1...Verbindungsbolzen für Adapter, 2...Adapter für Kolbenstange, 3...Gleitlagerbuchse, 4...Festlager, 5...Loslager, 6...Führung

3.7.3 Achse

Als Material für die Achse, Abbildung 3.12 wird ebenfalls ein 16MnCr5 Stahl verwendet.



Abbildung 3.12: 3D Modell der Achse

Auflagerkräfte und auftretende Biegemomente der Achse

Mit den errechneten Kraft $F_{Achse,x}$, welche auf die Welle durch die Führung aus Kapitel 3.7.2 auf die Führung wirkt, werden die Auflagerkräfte bestimmt. Die freigeschnittene Achse ist in Abbildung 3.13 zu sehen.

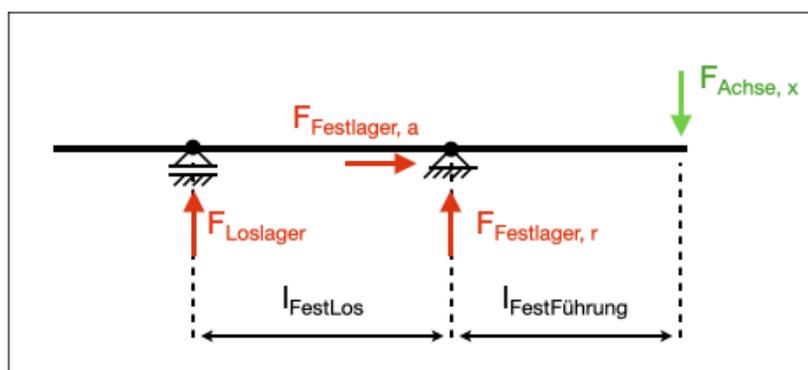


Abbildung 3.13: Freigeschnittenes Ersatzmodell der Achse

Für die Ermittlung der wirkenden Kraft am Loslager wird ein Momentengleichgewicht im Festlager aufgestellt:

$$F_{Loslager} = -F_{Achse} * \frac{l_{FestFuehrung}}{l_{FestLos}} \quad (3.26)$$

Über das Kräftegleichgewicht in vertikaler Richtung ergibt sich die Kraft des Festlagers zu:

$$F_{Festlager,r} = F_{Achse} - F_{Loslager} \quad (3.27)$$

Aufgrund dessen, dass keine axialen Kräfte auf der Welle wirken, gilt für die axiale Kraft des Festlagers:

$$F_{Festlager,a} = 0 \quad (3.28)$$

Für den Festigkeitsnachweis nach DIN743 wird, wie auch bei der Antriebswelle zuvor, das auftretende Biegemoment über die Welle bestimmt. In diesem Fall werden nur zwei Schnitte benötigt, um das vollständige Biegemoment, dargestellt in Abbildung 3.14, bestimmen zu können.

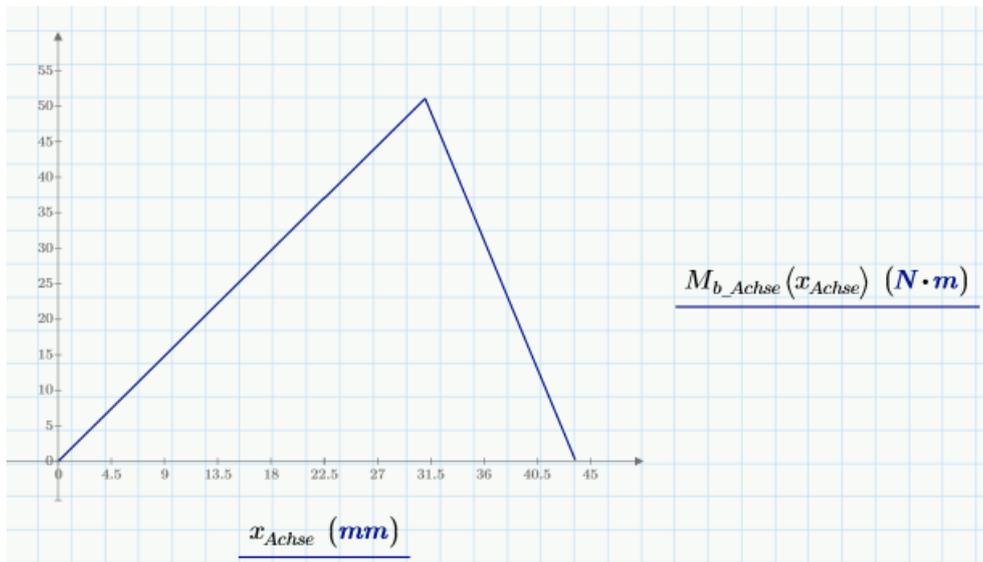


Abbildung 3.14: Biegemomentenverlauf der Achse

Für die Wahl der Durchmesser der Achse kann nicht nach dem gleichen Prinzip vorgegangen werden wie bei der Antriebswelle. Der QR-Mechanismus erfordert einen bestimmten relativen Abstand zwischen Achse und Antriebswelle. Daraus folgt, dass die Wellenabsätze nicht beliebig groß werden dürfen aufgrund der daraus resultierenden Stehlagereinheiten. Da es sich bei der Achse um das höchstbelastete Bauteil handelt, werden alle belasteten Kerben nach DIN743, mit ihrem tatsächlich auftretenden Biegemoment untersucht. In Abbildung 3.15 sind die Kerben nummeriert dargestellt. Die vollständige Berechnung befindet sich im Anhang.

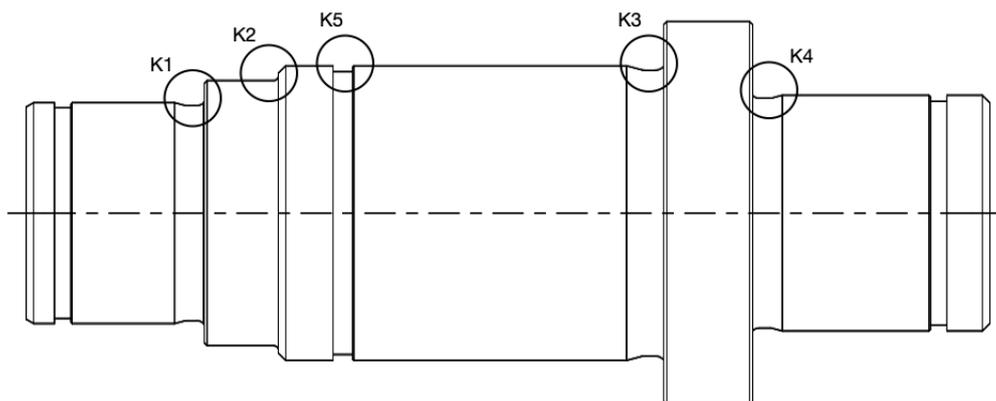


Abbildung 3.15: Achse mit beschrifteten Kerben

Die Rauigkeitswerte R_a und R_z werden gleich gewählt wie bei der Antriebswelle. Die Freistriche können näherungsweise als Absatz mit Rundkerbe berechnet werden.

3.7.4 Gleitlagernachweis

Für den Verbindungsbolzen, den Bolzen für den Adapter, welcher die Führungsgabel mit dem Kolben verbindet sowie den Achsabsatz, kommt jeweils ein Gleitlager aus Kunststoff zum Einsatz, um die Reibungsverluste so gering wie möglich zu halten und um etwaige Verschleißteile günstig ersetzen zu können. Die Gleitlager unterscheiden sich rein in Durchmesser und Länge sowie ob sie mit Bund ausgeführt werden oder nicht. Das Material und somit die Druckfestigkeit sind bei allen Ausführungen ident und beträgt $\sigma_{zul} = 78MPa$ laut Hersteller. Die auftretende Druckfestigkeit wird mittels der projizierten Fläche bestimmt:

$$\sigma_{tat} = \frac{F_{tat}}{A_{projiziert}} \quad (3.29)$$

Die projizierte Fläche $A_{projiziert}$ ergibt sich aus der Multiplikation des Durchmessers und der tragenden Länge:

$$A_{projiziert} = d * l \quad (3.30)$$

An allen drei Einsatzorten des Gleitlagers muss

$$\sigma_{tat} \leq \sigma_{zul} \quad (3.31)$$

gelten. Das höchst belastete Gleitlager sitzt zwischen der Achse und der Führung. Die tatsächlich auftretende Beanspruchung liegt bei

$$\sigma_{Achse-Fuehrung} = 22,8N/mm^2 \quad (3.32)$$

und ist mit einer Sicherheit von größer 3 ausreichend.

In Abbildung 3.16 ist das soeben beschriebene Gleitlager auf der Achse ersichtlich. Der Grund für den Bund liegt darin, auch die Reibung zwischen der Führung und der Achse in der vertikalen Ebene zu reduzieren.

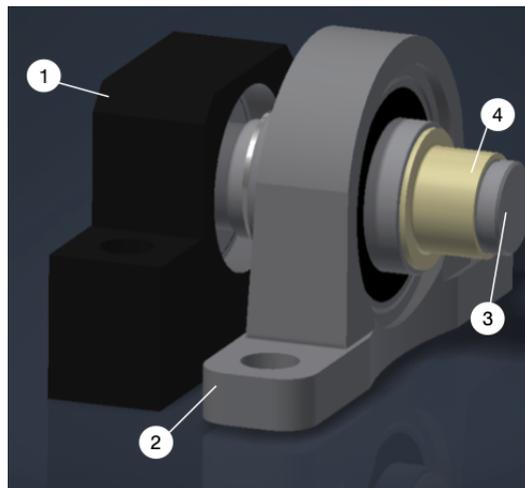


Abbildung 3.16: Zusammenbau der Achse mit Stehlagern und Gleitlagerbuchse, 1...Loslager, 2...Festlager, 3...Achse, 4...Gleitlagerbuchse

3.7.5 Adapter für Kolbenstange

Um die Kolbenstange und die Führung zu verbinden, benötigt es einen Adapter. Hierfür wird als Basis ein einfacher Vierkant herangezogen. In Abbildung 3.17 (a) ist das Gewinde für die Kolbenstange zu sehen sowie der Bund des zuvor beschriebenen Gleitlagers. In Abbildung 3.17 (b) ist die gefräste Tasche sowie der Bolzen für den QR-Mechanismus zu erkennen.

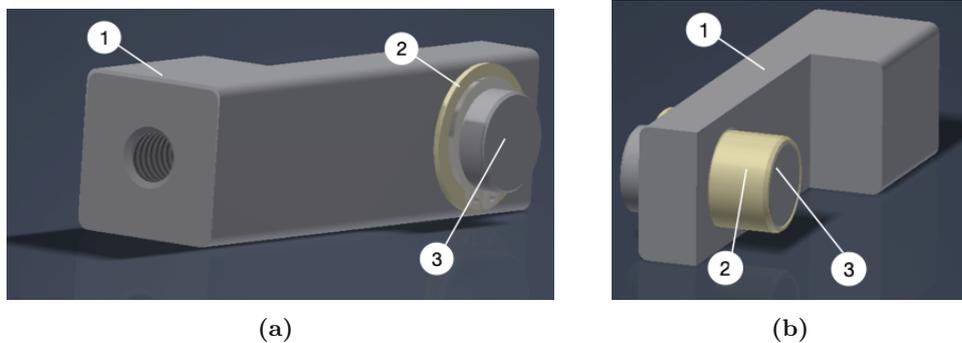


Abbildung 3.17: Adapter für Kolbenstange; 1...Adapter mit Bohrung, 2...Bolzen des Adapters, 3...Gleitlagerhülse

3.8 Lagerauslegung

Für normal statisch belastete Lager ergeben sich folgende Richtwerte, um als sicher zu gelten. Nichtumlaufende Lager:

$$S_{stat} \geq 0,5 \quad (3.33)$$

Umlaufende Lager:

$$S_{dyn} \geq 1,5 \quad (3.34)$$

Statische Lagerauslegung

Die Lager der Achse werden mit den errechneten Kräften rein für statische Last ausgelegt. Diese Annahme wird getroffen, da die Lager keine vollen Umdrehungen durchführen und nur zwischen zwei Positionen hin und her schwenken.

Die statische Sicherheit eines Lagers berechnet sich wie folgt. Die Sicherheit ergibt sich als Quotient aus der statischen Tragzahl (C_0) und der äquivalent auftretenden statischen Belastung (P_0):

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (3.35)$$

mit

$$P_0 = X_0 * F_{r0} + Y_0 * F_{a0} \quad (3.36)$$

Die axialen Kräfte werden, wie zuvor beschrieben, mit null angenommen. Somit ist die Lagerbelastung gleich der auftretenden radialen Lagerkräfte. In Tabelle 3.1 sind die statischen Tragzahlen der Lager und deren Sicherheiten zusammengefasst.

	statische Tragzahl S_0	Sicherheit
Festlager Welle	20,7kN	18,456
Loslager Welle	6,7kN	53,387
Festlager Achse	5,15kN	0,911
Loslager Achse	2,8kN	1,699

Tabelle 3.1: Tabelle der Lagersicherheiten inkl. statischer Lagertragzahlen

Lebensdauerberechnung der Wellenlager

Es wird die Lagerlebensdauer nur für die Lager der Antriebswelle ermittelt, da die Lager der Achse nie eine volle Umdrehung vollziehen, sondern nur zwischen zwei Extremwerten schwenken. Die Lagerlebensdauerberechnung erfolgt nach Roloff/Matek Maschinenelemente [47]. Die Eingangsleistung wird über einen Zyklus als konstant angenommen. Zu Beginn muss auch in diesem Berechnungsschritt, wie im statischen Fall, zuerst die dynamisch äquivalente Lagerbelastung ermittelt werden. Dies erfolgt wiederum nach dem gleichen Prinzip wie Gleichung 3.8. Auch hier gilt wieder die Annahme, dass rein radial belastete Lager vorliegen.

Die nominelle Lebensdauer nach DIN ISO 281 in Stunden errechnet sich wie folgt:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * (C/P)^3 \quad (3.37)$$

Für die erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 Beiblatt 1 werden noch weitere Parameter berücksichtigt wie die Verunreinigung, Art des Schmiermittels und die Lagergröße. Somit kann besser auf die Zustände im Lager eingegangen werden und die Ergebnisse sind akurater. In Gleichung 3.38 ist die erweiterte Lebensdauerberechnung ersichtlich.

$$L_{nmh} = a_1 * a_{ISO} * L_{10h} \quad (3.38)$$

Der Faktor für die Ausfallwahrscheinlichkeit, a_1 , wird mit 1 angenommen, da mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % gerechnet wird.

Für die Ermittlung des Faktors der Betriebsbedingungen, a_{ISO} , wird der Verunreinigungsfaktor, die Ermüdungsgrenzbelastung und das Viskositätverhältnis benötigt. Nach Bestimmung der Werte kann der a_{ISO} Faktor aus dem zugehörigen Diagramm für Radialkugellager ausgelesen werden [47, S.1150].

Im Falle für die verwendeten Lager wird für $a_{ISO} = 50$ gewählt. Dies entspricht dem höchsten Wert im Diagramm. Der tatsächliche Wert liegt deutlich darüber, kann aber nicht mehr ausgelesen werden.

Im Festlager kommt FM222 als Schmierstoff zum Einsatz, mit einer kinematischen Viskosität von $220 \frac{mm^2}{s}$. Ein Datenblatt zum Schmierstoff befindet sich im Anhang.

Der Verunreinigungsbeiwert, e_C wird für beide Lager mit 0.8 angenommen. Dies geschieht unter der Annahme von hoher Sauberkeit im Lager. Das Stehlager für das Festlager ist für den Einsatz in der Lebensmittelindustrie freigegeben.

Die erreichbaren Lagerlebensdauern sind in Tabelle 3.2 zu sehen.

	nominelle Lebensdauer	erweiterte Lebensdauer
Festlager Welle	657 hr	32840 hr
Loslager Welle	30860 hr	1543000 hr

Tabelle 3.2: Tabelle der Lagerlebensdauern für die Antriebswelle

3.9 3D Modell des Prototypen

In Abbildung 3.18 sind der Antriebstrang inklusive des doppelwirkenden Kolbens (15) und das Filtermodul (12) ersichtlich. Die Kolbenhalterung (1) besteht aus zwei Teilen, um den Kolben

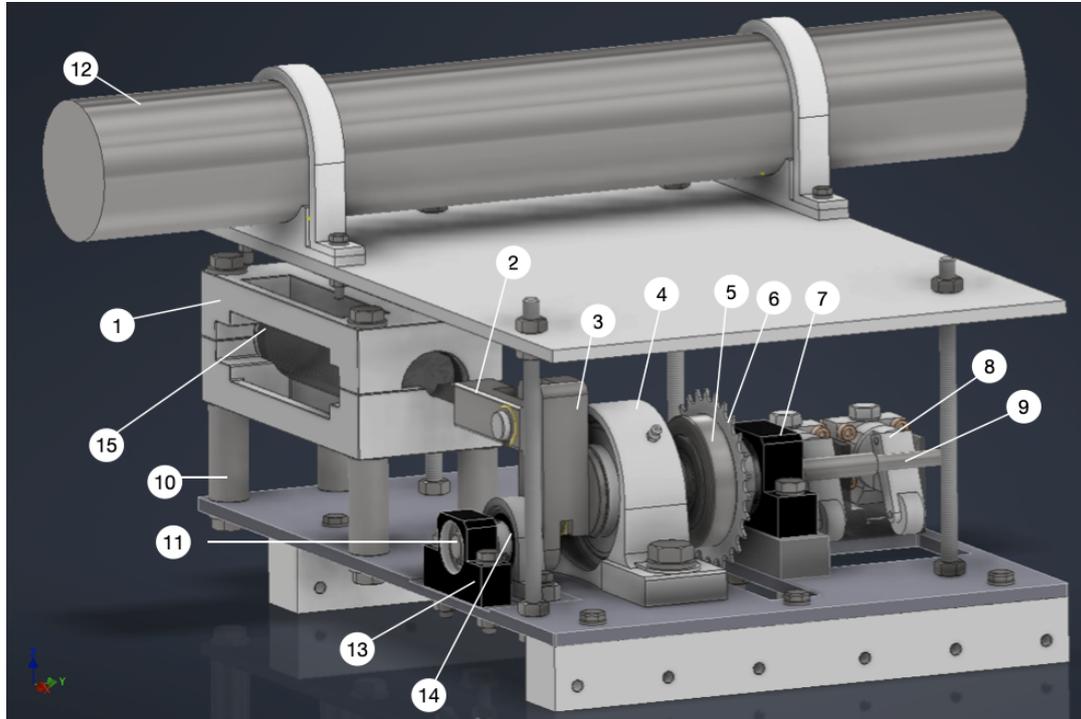


Abbildung 3.18: Zusammenbau des Prototypen als CAD-Modell, 1...Zweiteilige Kolbenhalterung, 2...Adapter für die Kolbenstange, 3...Führung, 4...Festlager Welle, 5...Freilaufgehäuse mit Kettenblatt, 6...Kettenblatt Antriebswelle, 7...Loslager Welle, 8...schaltbares Ventil, 9...Antriebswelle, 10...Hülse der Kolbenhalterung, 11...Achse, 12...Filtermodul, 13...Loslager Achse, 14...Festlager Achse, 15...Zylinder

(15) einfach einzulegen und zu fixieren. Die untere Hälfte der Kolbenhalterung ist des Weiteren so konstruiert, dass die Kolbenstange geführt wird. Auch werden auf beiden Seiten Aussparungen für die Rohrleitungen vorgenommen. Das Bett selbst wird 3D-gedruckt. Die Hülsen (10), auf denen die Kolbenhalterung aufliegt, dienen zur Verbindung zwischen der Bodenplatte und der Halterung. Alle Hülsen haben eine durchgängige Gewindebohrung. Sinn und Zweck der Hülsen ist es zu verhindern, dass die eingesetzten Schrauben auf Biegung belastet werden. Es ist auch das Freilaufgehäuse (5) zu erkennen, auf welchem das Zahnrad der Antriebswelle sitzt. Auf der zweiten Ebene befindet sich das Filtermodul (12). Aufgrund des hohen Gewichts wird das Modul möglichst nah am Sattel positioniert. Beide Platten sind durch Gewindestangen miteinander verbunden.

3.10 Kinematik des QR-Mechanismus

Um die tatsächliche Drucksteigerung im Rohrsystem berechnen zu können, wird die Kinematik des Systems betrachtet. Zu Beginn werden die in Abbildung 3.2 eingezeichneten Längen und Winkel des QR-Mechanismus über den Winkel ϕ beschrieben. Der Zusammenhang für die Laufvariable ξ kann über den Cosinussatz im Dreieck AB0 ermittelt werden und lautet wie folgt:

$$\xi = \sqrt{r^2 + h_0^2 - 2 * r * \cos(\phi)} \quad (3.39)$$

Für die Bestimmung des Winkels ψ wird ebenfalls wieder das Dreieck AB0 herangezogen:

$$\psi = \text{asin}\left(\frac{r * \sin(\phi)}{\xi}\right) \quad (3.40)$$

Beide Gleichungen nach der Zeit abgeleitet, ergeben die jeweilige Geschwindigkeit bzw. Winkelgeschwindigkeit:

$$\dot{\psi} = \frac{\dot{\phi} * r * \cos(\phi) * \xi - \dot{\xi} * \sin(\psi) * r}{\xi^2 * \cos(\psi)} \quad (3.41)$$

$$\dot{\xi} = \frac{r * h_0 * \sin(\phi) * \dot{\phi}}{\xi} \quad (3.42)$$

In Abbildung 3.19 sind die soeben beschriebenen Größen graphisch dargestellt. Alle Größen sind über den Wellenrotationswinkel ϕ aufgetragen. Oben links ist die Winkelbewegung der Führung zu sehen. Zwischen 55° und 305° wird Flüssigkeit zum Filter befördert. Die zugehörige Winkelgeschwindigkeit ist rechts oben dargestellt. Der Umkehrpunkt der Geschwindigkeit ist gut zu

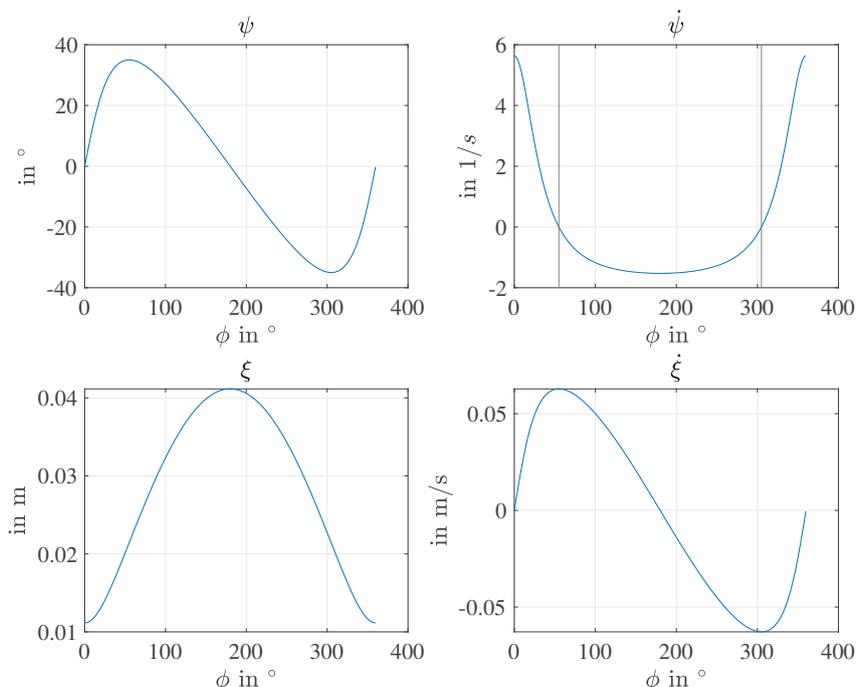


Abbildung 3.19: Oben links ist der Verlauf von ψ dargestellt, dies entspricht dem Verlauf der Kippbewegung der Führung; rechts oben ist die Winkelgeschwindigkeit der Führung dargestellt; links unten ist das Bogenmaß des Wellenbolzens dargestellt; unten rechts ist die relative translatorische Geschwindigkeit des Wellenbolzens in der Führung beschrieben.

sehen bei 55° und 305° . Im linken unteren Graphen ist der Verlauf der Laufvariable ξ gezeigt mit einem Extrempunkt bei 180° , hier wechselt auch das Vorzeichen des Kippwinkels der Führung sowie das Vorzeichen der relativen Geschwindigkeit des Wellenbolzens in der Führung. Mit der ermittelten Winkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ kann nun die Geschwindigkeit des Kolbens berechnet werden. Hierfür gibt es zwei unterschiedliche Möglichkeiten. Zum einen über die absolute Ableitung des Abstandes, zum anderen über den relativkinematischen Ansatz mit Bestimmung der Relativ- und Führungsgeschwindigkeiten. Über beide Wege erhält man folgende Geschwindigkeit für den Kolben:

$$v = \frac{h_{system} * \dot{\psi}}{\cos(\psi)^2} \quad (3.43)$$

Über eine volle Umdrehung ergibt sich folgender Geschwindigkeits- und Druckverlauf am Kolben, Abbildung 3.20. Die Kolbengeschwindigkeit ist zwischen 90° und 210° näherungsweise konstant. Bei 180° ist ein kleines Tal zu erkennen. Dies lässt sich auf den Umstand zurückführen, dass der Hebelarm nicht konstant ist.

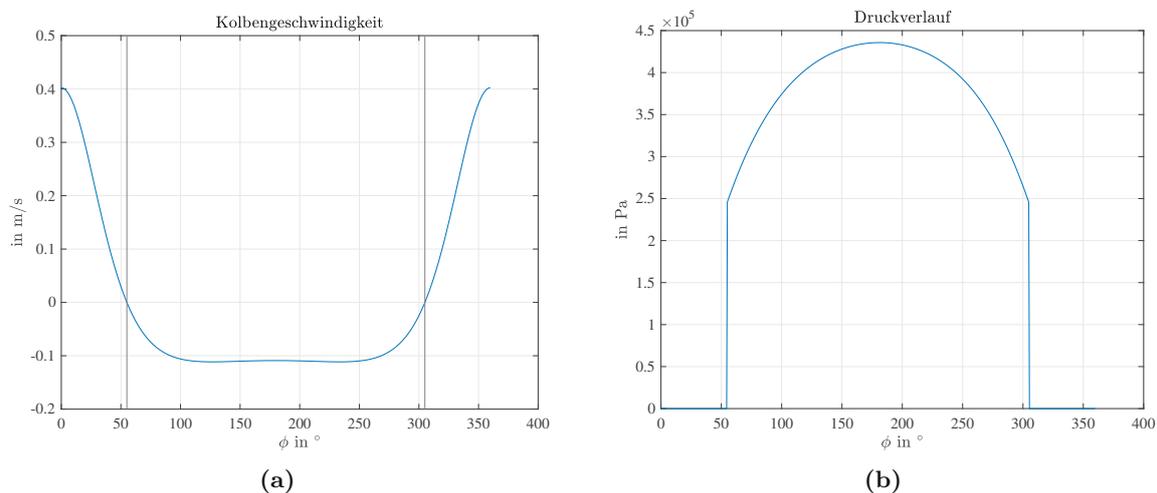


Abbildung 3.20: Geschwindigkeits- und Druckverlauf am Kolben

Bei dem beförderten Medium handelt es sich um Wasser. Aus diesem Grund gibt es eine Unstetigkeit im Druckverlauf, sobald der Kolben einen Vorzeichenwechsel in der Geschwindigkeit besitzt. Durch die annähernde Inkompressibilität von Wasser wird keine Druckenergie im Fluid gespeichert.

Um den Druck am Kolben bzw. vor dem Filter zu bestimmen, muss zuerst die wirkende Kraft am Kolben errechnet werden. Nun gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, um dieses Ziel zu erreichen. Wie in Kapitel 2.6 beschrieben, handelt es sich hier um ein Ein-Freiheitsgradsystem. Alle zuvor aufgestellten kinematischen Größen sind abhängig von ϕ dem Rotationswinkel der Welle. Im Zuge dieser Berechnung wird die notwendige Bewegungsgleichung des Systems, bestehenden aus Führung, Welle, Adapter, Kolbenstange und Kolben, unter der Anwendung der Lagrange'schen Gleichungen bestimmt. Die allgemeine Form der Lagrange Gleichung lautet:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{kin}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_{kin}}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.44)$$

Betrachtet werden die Änderung der kinetischen und potentiellen Energien und der Einfluss der generalisierten Kräfte.

Für jeden Körper wird die kinetische und potentielle Energie aufgestellt. Für die Bestimmung der kinetischen Energien wird für alle Körper, bis auf die Führung, der Schwerpunkt herangezogen. Bei der Führung wird der Rotationspunkt gewählt, um nur einen rotatorischen Anteil der kinetischen Energie berücksichtigen zu müssen.

Eine Potentialänderung erfährt nur die Führung selbst. Alle anderen Bauteile bewegen sich immer horizontal oder rotieren um einen festen Punkt.

In die generalisierten Kräfte werden das Antriebsmoment und die Kolbenkraft aufgenommen. Für die Methode nach Lagrange müssen keine inneren Kräfte berechnet werden und es können direkt die äußeren Kräfte betrachtet werden.

3.11 Fluidberechnungen

Der Druck, welcher vom Kolben aufgebracht wird, entspricht nicht dem Druck, welcher am Eingang des Filters vorliegt. Hierfür müssen die Querschnittsänderungen, Verluste etc. über die Rohre vom Kolben bis zum Filter betrachtet werden. Unter der Annahme der Stromfadentheorie kann ein Gleichgewicht nach Bernoulli aufgestellt werden. Hierfür gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, je nach dem wo der Startpunkt gesetzt wird. Am Ende ergibt sich der gleiche Wert, es müssen jedoch für jeden Ansatz andere Parameter mit aufgenommen werden.

Der Startpunkt des Stromfadens befindet sich an der Oberfläche des Kolbens. Der Endpunkt befindet sich genau vor dem Filter. Die Gleichung für den Druck ist somit folgendermaßen definiert:

$$p_{Filter} = \frac{1}{2} \rho v_1^2 * (1 - A_{Kolben}/A_{Rohr}) + p_{Kolben} - \Delta p \quad (3.45)$$

Durch die Wahl der ausgezeichneten Punkte ergeben sich Annahmen für die unterschiedlichen Variablen.

Die Geschwindigkeit v_1 entspricht der Kolbengeschwindigkeit. Auch der Druck p_{Kolben} entspricht dem zuvor in Abbildung 3.20. (b) dargestellten Druck.

Die Verluste Δp berücksichtigen die Knicke und das Ventil im Rohrsystem. Der Verlust über die Rohrlänge wird vernachlässigt.

Somit ergibt sich der Druckverlauf in Abbildung 3.21. Pro Zyklus des QR-Mechanismus kann der Druck in der Rohrleitung um ca. 3.5 bar erhöht werden.

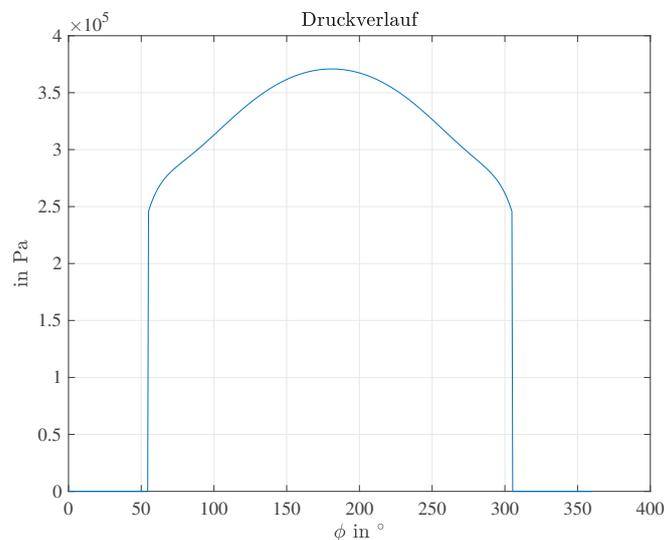


Abbildung 3.21: Druckverlauf vor dem Filter ohne Pulsationsdämpfer für einen Zyklus

3.12 Energierückgewinnung

Der Druck, der durch den Menschen alleine sinnvoll aufgebracht werden kann, ist zu gering, um die Anlage zu betreiben. Um den Druck im System nun Schritt für Schritt zu erhöhen, wird ein doppelwirkender Kolben eingesetzt, um die Druckenergie des Permeats noch zu nutzen. In Abbildung 3.22 ist eine Skizze des Kolbens ersichtlich. Das unter Druck stehende Permeat,

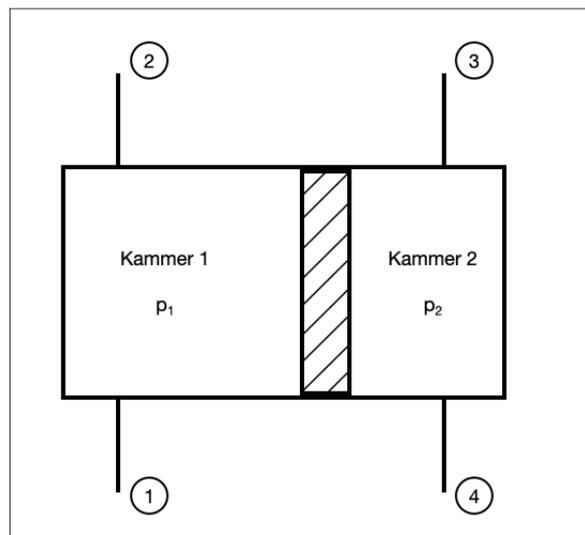


Abbildung 3.22: Doppelwirkender Kolben Prinzip, 1...Einspeisung von Meerwasser, 2...Richtung Membran, 3...vom Filter, 4...Richtung Umgebung

welches den Filter verlässt, wird in die Kammer 2 des Kolbens zurückgeführt und genutzt, um den Druck in Kammer 1 zu erhöhen. Durch diesen Weg wird mit jedem Durchlauf der Druck im Rohrsystem erhöht. Sobald der Druck von 55 bar erreicht ist, wird dieser mithilfe eines Überdruck Ventils konstant gehalten.

3.13 Ventilsteuerung

Für die Funktion des doppelwirkenden Kolbens ist es notwendig, dass der Fluidstrom über Ventile geregelt wird. In Abbildung 3.22 sind die Eingänge bzw. Ausgänge in den Kolben nummeriert. Jeder Eingang/Ausgang besitzt ein Ventil. Über den Eingang 1 wird Salzwasser dem Kolben zugeführt. Die Anforderung an das Ventil an dieser Stelle ist ein Öffnen, wenn der Kolben zurückfährt, sodass der Kolbenraum gefüllt werden kann. Dies kann über ein Einweg Ventil gewährleistet werden.

Für das zweite Ventil ist ebenfalls ein Einwegventil notwendig. Die Ventile drei und vier müssen gesteuert werden. Das Ventil am Eingang 3 braucht eine Steuerung, da die Kammer beim Entleeren nicht sofort wieder befüllt werden darf.

Der Ausgang 4 benötigt ein gesteuertes Ventil, um den Druck in der Kammer für die Druckrückgewinnung zu nutzen. Zusätzlich zum geschalteten Ventil kommt ein Überdruckventil zum Einsatz, welches bei 55 *bar* öffnet, um den Filter zu schützen. Um der Anforderung gerechnet zu werden, keine elektrischen Bauteile zu verwenden, werden die Ventile über einen mechanisch betätigten Schalter geöffnet und geschlossen. Die Schalter werden über Nocken auf der Antriebswelle bedient.

Die Form der Nocken wird durch die gewählten Winkel des QR-Mechanismus beeinflusst.

3.14 Adaptiertes Ritzelpaket

Um eine Entkopplung des Pumpenbetriebs vom Fahrradbetrieb zu ermöglichen, wird ein modifiziertes Ritzelpaket entworfen. Die vier größten Ritzel mit den Zähnezahlen 32, 28, 24 und 21 dürfen nicht mehr mit dem Freilauf der Hinterradnabe verbunden sein, stattdessen werden die Streben der Ritzel gekürzt.

In Abbildung 3.23 (a) ist die Rückseite mit sechs Bolzen und den Innenringen der Lager zu sehen. Abbildung 3.23 (b) zeigt das Modell von vorne. Die Ritzel werden auf einer Hülse (6) mit

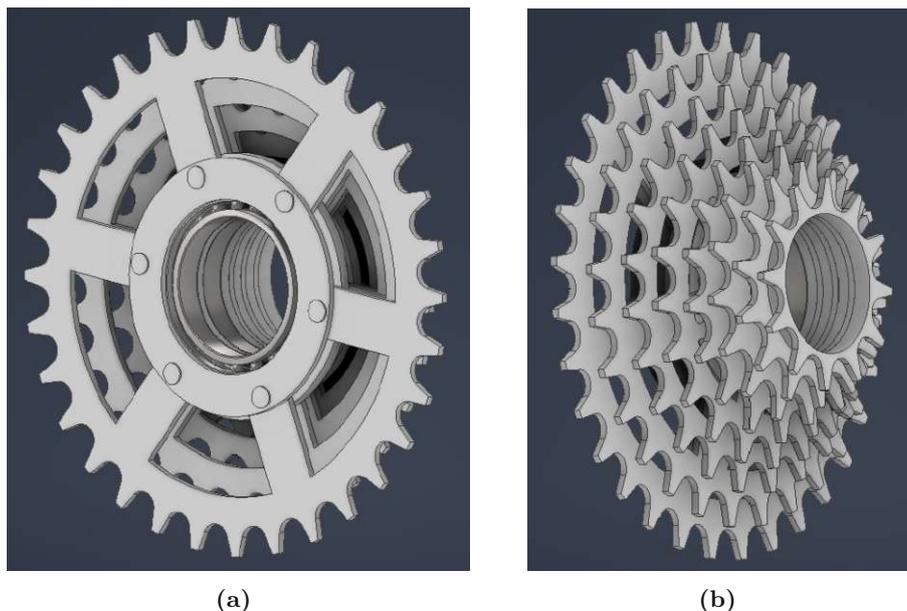


Abbildung 3.23: Abbildung (a) zeigt das adaptierte Ritzelpaket von hinten mit den Sicherungsbolzen. Abbildung (b) zeigt das modifizierte Ritzelpaket von vorne.

3 mm breiten Abstandsrings (2) positioniert. Die Abstandsrings sind in Abbildung 3.24 aufgrund des Bolzens nicht gut im Schnitt zu erkennen. Die Hülse (6) wiederum stellt das Gehäuse für die beiden Rillenkugellager (3) der Baureihe 61807 dar.

Die Momentenübertragungen über die formschlüssige Keilwellenverbindung des Freilaufs wird durch sechs Bolzen (1), mit einem Durchmesser von vier Millimetern, ersetzt. Um ein ungewolltes Lösen der Bolzen zu verhindern, können diese verklebt werden.

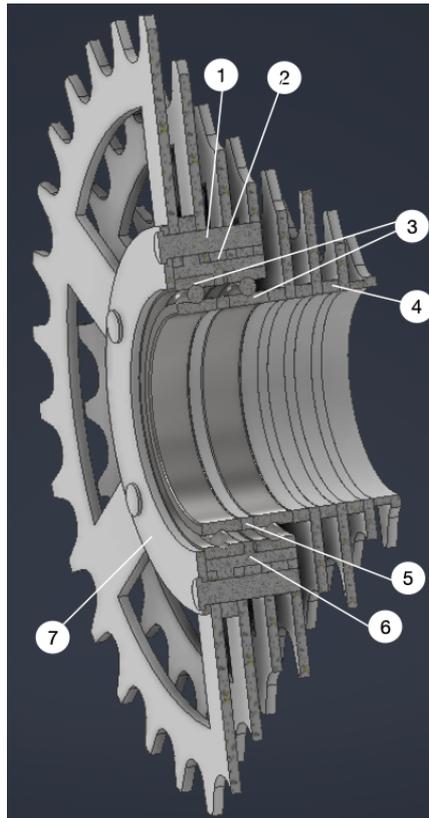


Abbildung 3.24: Darstellung des aufgeschnittenen Ritzelpakets, 1...Bolzen für Momentenübertragung, 2...Abstandshülse, 3...Rillenkugellager, 4...Abstandshülsen des originalen Ritzelpakets, 5...Abstandshülse für Lagerinnenringe, 6...Hülse für kinematische Entkoppelung, 7...Scheibe für Lagersicherung

Festigkeitsnachweis der Bolzenverbindung

Die Bolzen werden auf Abscheren überprüft. Hierfür wird das in Kapitel 3.3 berechnete Moment herangezogen. Auch hier wird wieder der Lasterhöhungsfaktor berücksichtigt, um die auftretenden Lastspitzen sicher und verformungsfrei übertragen zu können. Somit ergibt sich das zu übertragende Moment zu:

$$M_{Ritzelpaketmax} = M_{pedal} * K_S \quad (3.46)$$

Die durch das Drehmoment wirkende Kraft wird durch sechs geteilt, unter der Annahme, dass alle sechs Bolzen gleichmäßig die Kraft übertragen.

Wenn für die Bolzen der Werkstoff E355 oder ein besserer herangezogen wird, liegt die Sicherheit für das Abscheren über vier und ist somit ausreichend.

$$S_{Bolzen} = \frac{\tau_{zul}}{\tau_{tat}} = \frac{290N/mm^2}{65.5N/mm^2} > 4 \quad (3.47)$$

3.15 Informationen zum Membranmodul

Für den Prototypen wird eine Membran von Lenntech bezogen, SW30-2514. Das zugehörige Datenblatt befindet sich im Anhang. Die Membran besitzt ihren Arbeitspunkt bei 55bar und ermöglicht einen maximalen Permeatfluss von 25 l/h bei einem Feedfluss von $58,33\text{ l/h}$.

4 Ergebnisse

4.1 Zusammenfassung der Sicherheiten für Welle und Achse

Für die Achse und Welle ergeben sich folgende Sicherheiten nach der Auslegung. Berechnete Sicherheiten der Welle:

$$S_{DBK1} = 6,56 \quad S_{FmaxK1} = 4,814 \quad (4.1)$$

Berechnete Sicherheiten für die Achse:

$$S_{DBAchseK1} = 10,895 \quad S_{FmaxAchseK1} = 8,135 \quad (4.2)$$

$$S_{DBAchseK2} = 7,635 \quad S_{FmaxAchseK2} = 6,499 \quad (4.3)$$

$$S_{DBAchseK3} = 5,506 \quad S_{FmaxAchseK3} = 4,046 \quad (4.4)$$

$$S_{DBAchseK4} = 9,879 \quad S_{FmaxAchseK4} = 7,595 \quad (4.5)$$

$$S_{DBAchseK5} = 8,106 \quad S_{FmaxAchseK5} = 4,951 \quad (4.6)$$

4.2 Antriebsstrang im Schnitt

In Abbildung 4.1 ist der Antriebsstrang im Schnitt dargestellt.

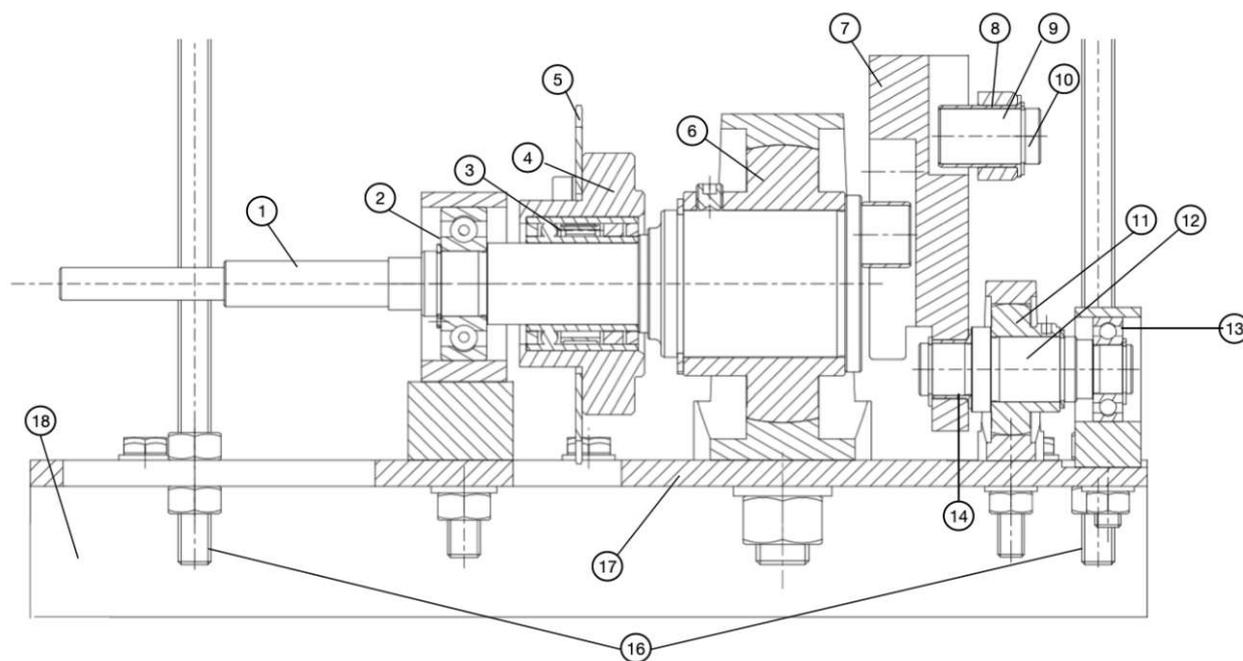


Abbildung 4.1: Schnitt des Antriebstrangs; 1...Antriebswelle, 2...Loslager Welle, 3...Freilauf, 4...Adapter für Kettenblatt, 5...Kettenblatt, 6...Festlager Welle, 7...Führung, 8...Adapter für Kolben, 9...Bolzen des Adapters für Kolben, 10...Gleitlager Bolzen des Adapters, 11...Festlager Achse, 12...Achse, 13...Loslager Achse, 14...Gleitlagerhülse Achse, 15...Gleitlagerhülse Wellenbolzen, 16... Gewindestangen, 17...Bodenplatte, 18...Fuß der Bodenplatte

Die Antriebswelle (1) wird über das Kettenblatt (5) angetrieben. Um zu verhindern, dass Rückstöße vom Kolben an den Nutzer übertragen werden, ist ein Freilauf (3) im Einsatz. Über den Wellenbolzen, mit Gleitlager (15) wird die Führung (7) bewegt, welche wiederum den Adapter für die Kolbenstange translatorisch bewegt. Die Führung (7) ist über einen Sicherungs auf der Achse befestigt. Die Gleitlager (10)(14)(15) verhindern einen Stahl/Stahl-Kontakt.

Der komplette Antriebsstrang ist auf einer Aluminiumplatte (17) befestigt, welche wiederum über vier Gewindestangen (16), zwei sind in Abbildung 4.1 zu sehen, mit der Befestigungsplatte für das Filtermodul verbunden ist.

4.3 Aufbau und Inbetriebnahme des Prototypen

Als erster Schritt des Zusammenbaus wird der Freilauf in die Hülse für das Kettenblatt gepresst und das Kettenblatt mit Schrauben fixiert, Abbildung 4.2. Anschließend wird das Festlager auf



Abbildung 4.2: Kettenblatt der Antriebswelle, montiert auf einer Hülse mit Freilauf. 1...Kettenblatt, 2... Scheibe für Kettenblatt, 3...Freilauf

der Welle montiert, das Kettenblatt der Antriebswelle aufgespresst, das Loslager aufgeschoben und die Hülse für den Wellenbolzen aufgesetzt. Der Teilzusammenbau ist in Abbildung 4.3 zu sehen.



Abbildung 4.3: Teilzusammenbau der Welle, 1...Hülse auf Wellenbolzen, 2...Festlager, 3...montiertes Kettenblatt der Antriebswelle, 4...Loslager

In Abbildung 4.4 ist die Kolbenhalterung zu sehen. Der Unterteil besitzt eine deutlich kleinere Aussparung als der Oberteil, um die Kolbenstange zu führen.



Abbildung 4.4: Unterteil der Kolbenhalterung mit Führung für Kolbenstange (1), Oberteil der Kolbenhalterung (2)

Nach dem Zusammenbau der Achse mit der Führung werden beide Teilzusammenbauten auf der Bodenplatte verschraubt. Die Kolbenhalterung wird mittels der dafür vorgesehenen Hülsen ebenfalls montiert. In Abbildung 4.5 ist der Mechanismus von oben

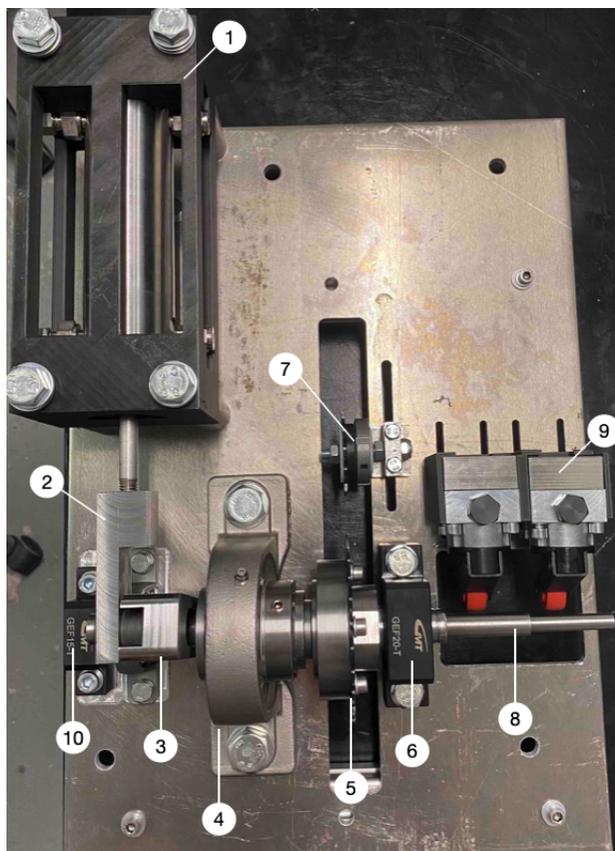


Abbildung 4.5: Prototyp von oben ohne Schläuche/Rohre, 1...Kolbenhalterung mit eingelegtem Kolben, 2...Adapter für Kolbenstange, 3...Führung, 4...Festlager der Antriebswelle, 5...Kettenblatt mit Hülse, 6...Loslager, 7...Kettenspanner, 8...Antriebswelle, 9...schaltbare Ventile, 10...Loslager Achse

und in Abbildung 4.6 von der Seite zu sehen.

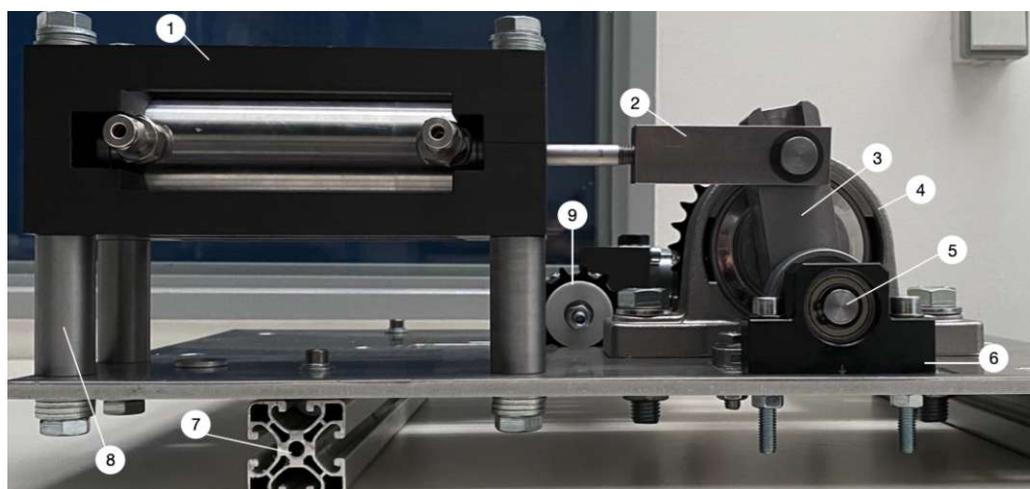


Abbildung 4.6: Prototyp von der Seite ohne Schläuche/Rohre, 1...Kolbenhalterung mit eingelegtem Kolben, 2...Adapter für Kolbenstange, 3...Führung, 4...Festlager der Antriebswelle, 5...Achse, 6...Loslager der Achse, 7...Füße der Bodenplatte, 8...Hülsen für Kolbenbett, 9...Kettenspanner

Von dem mittleren Kettenblatt der Kurbelgarnitur verläuft Kette 1 zum fünften Ritzel des Ritzelpakets. Die Kette 2 liegt auf dem siebten Ritzel und läuft hinauf zum Entsalzungsmechanismus, Abbildung 4.7 (a), und wird über den Kettenspanner gespannt, Abbildung 4.7 (b).

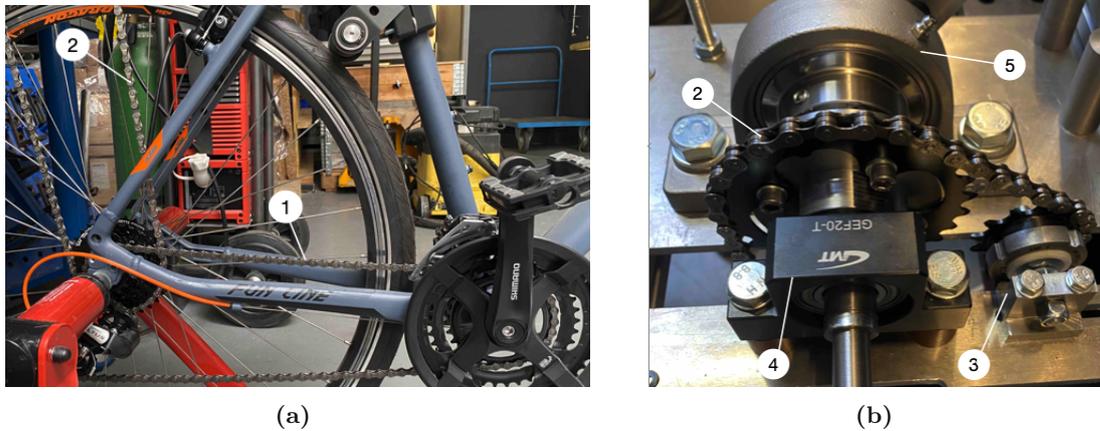


Abbildung 4.7: Abbildung (a) zeigt den Verlauf von Kette 1 (1) und Kette 2 (2). Abbildung (b) zeigt das Kettenblatt der Antriebswelle (3) mit dem Kettenspanner; Festlager (3) und Loslager (4) der Welle sind auch ersichtlich

Im Zuge des Aufbaus wird die Notwendigkeit einer Schiene für den Adapter für die Kolbenstange festgestellt. In Abbildung 4.8 (a) ist der Adapter in der Schiene zu sehen und in 4.8 (b) ist die Position der Schiene über den Lagern zu erkennen. Um die Reibung zu minimieren, werden die Kontaktflächen geschmiert.

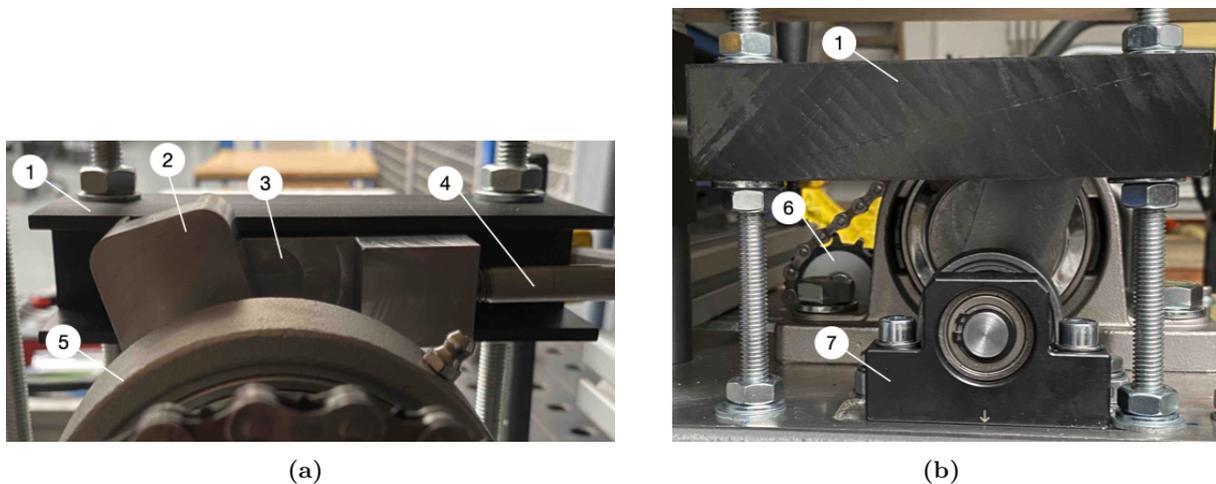


Abbildung 4.8: Abbildung (a) Ansicht von Innen auf die Schiene; Abbildung (b) Ansicht von außen auf die Schiene; 1...Schiene, 2...Führung, 3...Adapter für Kolbenstange, 4...Kolbenstange, 5...Festlager, 6...Kettenspanner mit Kette 2, 7...Loslager der Achse

Die Assemblierung von der Membranplatte mit der Membran und dem Mechanismus ist in Abbildung 4.9 zu sehen. Anstatt der vorgesehenen Aluminiumrohre werden Gummischläuche

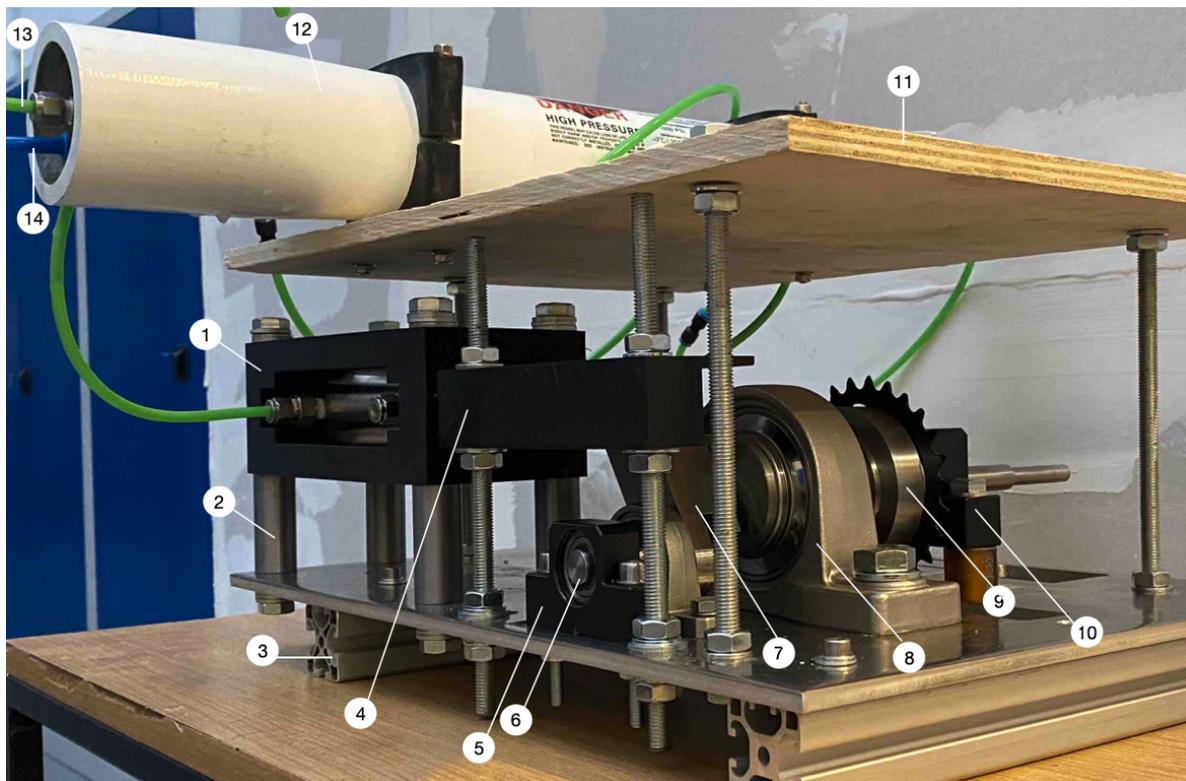


Abbildung 4.9: Zusammenbau mit Schläuchen; 1...Kolbenhalterung mit Kolben, 2...Füße der Kolbenhalterung, 3...Füße des Zusammenbaus, 4...Schiene, 5...Loslager der Achse, 6...Achse, 7...Führung, 8...Festlager der Welle, 9...Scheibe für Kettenblatt mit Kettenblatt, 10...Loslager der Welle, 11...Befestigungsplatte für den Filter, 12...Membranmodul, 13...Ausgang Retanat, 14...Ausgang Trinkwasser

eingesetzt. In Abbildung 4.10 ist der Ausgang des Membranmoduls und das Ventil für die Salzwasserzufuhr zu sehen.

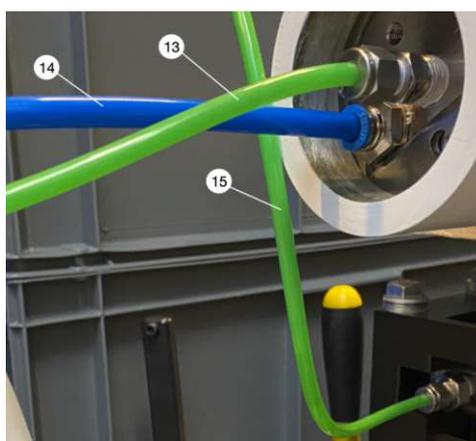


Abbildung 4.10: Beschreibung der Schläuche; 13...Ausgang Retanat, 14...Ausgang Trinkwasser, 15...Eingang in das System

Der Testaufbau des Prototyps mit Schläuchen ist in Abbildung 4.11 dargestellt. Er ist derzeit, aufgrund des hohen Eigengewichts, nicht auf dem Sattelträger, sondern auf einem Tisch fixiert. Für den Test wird der Kolben nur als einfach wirkender Kolben verwendet. Im ersten Inbetriebnahmetest wird das Trittfühl getestet und ob Wasser durch den Kolben und die Membran gefördert werden kann. Hierfür wird nur eine Kammer des Kolbens genutzt. Der Druckaufbau durch den doppelwirkenden Kolben wird nicht getestet. Das treten der Pedale fühlt sich etwas

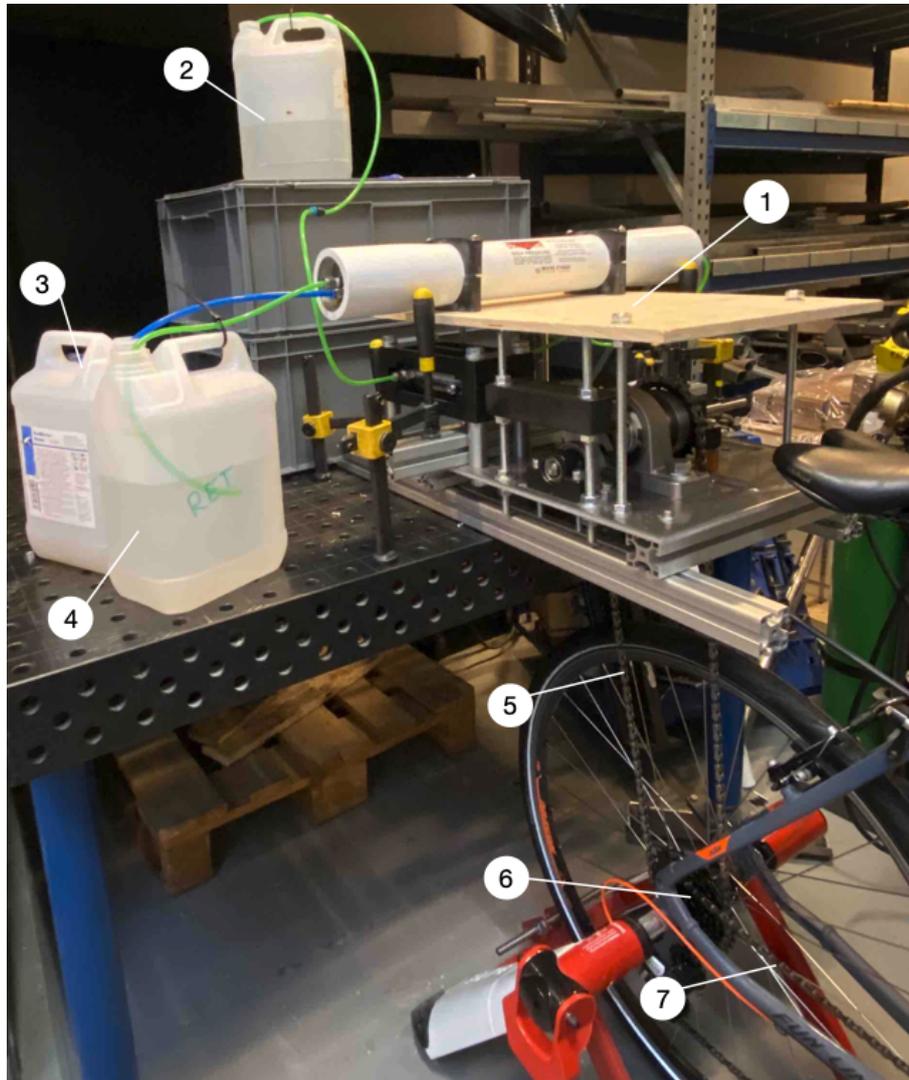


Abbildung 4.11: Testaufbau; 1...assemblierter Mechanismus, 2...Inputbehälter, 3...Trinkwasserbehälter, 4...Behälter für die Sole, 5...Kette 2, 6...Ritzelpaket, 7...Kette 1

holprig und ungewohnt an. Es wird Wasser gefördert, allerdings reicht der Druck nicht aus, um dieses durch die Membran zu pressen.

5 Diskussion und Conclusio

Nach dem ersten Test können schon einige Ziele erreicht werden. Das Konzept kommt komplett ohne Elektrizität aus und der Kolben kann rein durch die Muskelkraft eines Menschen betrieben werden.

Die Änderungen am Fahrrad sind minimal gehalten. Für die Testung muss nur eine zusätzliche Kette am Ritzelpaket montiert werden und das Tretverhalten kann getestet werden.

Aufgrund von Problemen mit den schaltbaren Ventilen können diese nicht in den ersten Test aufgenommen werden, welches in einer Nichtverwendung der zweiten Kammer des Kolben resultiert. Eine der Folgen hieraus ist, dass der maximal erreichbare Druck nicht getestet wird. Das System wird außerdem nur sehr langsam betrieben, um den teils trockenlaufenden Kolben nicht zu beschädigen. Weiterführende Tests sind notwendig, um die maximal erreichbaren Drücke zu eruieren, welche aus Zeitgründen nicht mehr in diese Arbeit mit aufgenommen werden. Da nicht nur der Potentialunterschied zwischen Input- und Outputbehälter einen Einfluss auf den durch das Filtermodul tretende Volumenstrom hat, sondern dieser auch mit dem aufzubringenden Druck und der Wasserkonzentration korreliert, sind auch in diesem Fall weitere Tests notwendig.

Die Widerstände im System sind geringer als erwartet. Der Kolben kann, unter der Prämisse, dass keine hohen Drücke erzeugt werden, problemlos durch ein händisches Kurbeln an den Pedalen betrieben werden.

Die Anforderung der Mobilität ist zum derzeitigen Stand teilweise erfüllt. Der Mechanismus kann als Ganzes auf einem Gepäckträger oder einem mitgeführten Wagen montiert und transportiert werden. Es muss nur ein direkter Zugang zum Ritzelpaket gewährleistet sein. Der Gepäckträger muss allerdings ein sehr hohes Gewicht tragen können, aufgrund des derzeitigen hohen Eigengewichts. Dies ist u.a. darin begründet, dass die Bauteile vorwiegend aus Stahl gefertigt sind. Auch die hohen Sicherheitsfaktoren führen zu einem erhöhten Materialaufwand aufgrund des größeren Querschnitts der Bauteile, Welle, Achse, Zylinder und Schrauben.

Aus diesem Grunde ist es derzeit nicht möglich diesen auf dem vorgefundenen Gepäckträger zu fixieren.

Die Apparatur kann hinsichtlich ihres Eigengewichts jedoch deutlich optimiert werden. Die Bodenplatte, auf welcher der Mechanismus montiert ist, kann zum einen dünner ausgeführt werden, derzeit ist diese eine 10 mm dicke Aluminiumplatte, zum anderen können Aussparungen über die Platte verteilt werden. Auch kann die Platte im Gesamten verkleinert werden, wenn einer der Füße unter der Antriebswelle positioniert wird.

Mithilfe von Finite-Elemente-Methoden können Spannungen in den Bauteilen analysiert und unnötiges Material entfernt werden, welches das Gewicht reduziert.

Nicht nur durch die Form, sondern auch die Materialauswahl kann zu einer Gewichtseinsparung führen. Einige Bauteile, wie z.B. die Füße des Kolbenbettes oder der Adapter für die Kolbenstange, können z.B. aus Aluminium bzw. Kunststoff gefertigt werden.

Im Zuge des Zusammenbaus stellt sich das Ausrichten des Kolbens in der Kolbenhalterung als

schwierig heraus. Es gibt nur einen geringen Bereich in dem der Kolben positioniert werden kann, um eine Funktion des Mechanismus zu gewährleisten. Um das System zu optimieren kann das Unterteil angepasst werden, sodass es ein um die horizontale Ebene gespiegeltes Duplikat des Oberteils darstellt. Hiermit ist das Problem des Anschlagens des Adapters an der Kolbenhalterung gelöst. Um das zu erreichen kann der Durchmesser am Eingang einfach vergrößert werden. Die ursprüngliche Idee bei der Kolbenhalterung war, die Kolbenstange zu führen, um die Last auf den Kolben zu reduzieren. Durch die eingeführte Schiene ist dies jedoch obsolet.

Eine konstruktive Optimierung kann auch bei der Antriebswelle erreicht werden. Wenn die Schulter des Lagers dicker gemacht wird, von 5 mm auf etwa 10-15 mm, werden die Kräfte auf der Welle größer, das Aufpressen der Bauteile ist hingegen einfacher, da die Welle besser in der Presse positioniert werden kann.

Im ursprünglichen Entwurf war keine Führung des Adapters der Kolbenstange vorgesehen. Aufgrund der auftretenden Reibung zwischen dem Verbindungsbolzen und der Führung dreht sich die Kolbenstange mit dem Ergebnis, dass der Bolzen nicht mehr korrekt in der vorgesehenen Nut in der Führung liegt. Um hier Abhilfe zu schaffen, wird eine 3D gedruckte Schiene eingesetzt. Nach dem Einbau der Schiene gleitet der Kolben merklich besser. Um die Reibung zu reduzieren, wird ein Schmiermittel aufgetragen. In Zukunft kann hier eine optimale Materialpaarung hinsichtlich ihrer Gleiteigenschaften recherchiert und eingesetzt werden.

Derzeit ist das Treten nicht kontinuierlich. An ausgezeichneten Punkten spürt der Anwender einen Ruck. Um dieses Problem zu beheben, kann eine Schwungscheibe mit ausreichender Masse, die die Stöße absorbiert, Abhilfe schaffen. Optimalerweise sollte diese mit Sand oder Wasser füllbar sein, um das Gewicht des Systems nicht weiter zu erhöhen.

Es muss unbedingt beim Schalten auf die Position der beiden Ketten geachtet werden. Die Kette 2 zum Mechanismus kann zum derzeitigen Reifegrad des Konzepts nicht geschaltet werden, Kette 1 schon. Der Anwender darf nicht auf das siebte Ritzel schalten, da ansonsten die beiden Ketten in Kontakt kommen, was zu Problemen führen kann.

Derzeit wird noch kein adaptiertes Ritzelpaket für den Betrieb eingesetzt, sondern es ist noch das vom Hersteller verbaute Paket im Einsatz. Somit kann keine Aussage über die Funktion getroffen werden.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass der entwickelte Antriebstrang funktioniert, jedoch Optimierung benötigt, um eine angenehme Anwendung zu gewährleisten.

6 Ausblick

Zum Abschluss möchte ich noch mögliche nächste Schritte beleuchten. Die derzeitige Führung des QR-Mechanismus ist optimierbar, indem z.B. die Führung auf einen Stab mit Gleitschuh reduziert wird. Der Adapter zwischen Kolben und Mechanismus kann durch einen Stab mit zwei Gelenken ersetzt werden, um die Reibung im System zu minimieren. Zu beachten gilt allerdings an dieser Stelle das Knickverhalten des Druckstabes.

Um die Alltagstauglichkeit zu erhöhen, sollte eine Optimierung des Systems hinsichtlich des Gewichts in Betracht gezogen werden.

Wie zuvor diskutiert, muss eine Lösung für die Schaltproblematik beim Ritzelpaket durch den Anwender gefunden werden. Eine naheliegende Lösung wäre eine Modifikation der Schaltung. Ein Nachteil des adaptierten Ritzelpaketes ist der Verlust von 12 Gängen.

Als Alternative zum modifizierten Ritzelpaket kann die Verwendung einer Radnabe mit modifizierter Scheibenbremse untersucht werden. In diesem Fall können alle Gänge des Fahrrades genutzt werden, allerdings gilt es wieder zu klären, wie der Pumpenbetrieb vom Fahrbetrieb entkoppelt werden kann. Eine Möglichkeit wäre eine Steckverbindung, durch die der Anwender das Kettenblatt zur Pumpe per Hand lösen und in eine Ruheposition setzen kann.

Sobald die Verrohrung und der Ventileinbau abgeschlossen sind, kann die Drucksteigerung getestet werden. Bevor der Test durchgeführt wird, sollte die relative Position der Führung und Pedale ausgerichtet werden. Hierfür müssen die Pedale auf 12 und 6 Uhr stehen und die Führung auf 12 Uhr. Somit wird der aufbringbare Kolbendruck maximiert.

Um das unrunde Trittfühl zu reduzieren bzw. zu entfernen, kann eine Schwungscheibe ausgelegt werden. Es sollte beachtet werden, dass sie mit Sand oder Wasser befüllbar ist, um nicht immer die zusätzliche Masse transportieren zu müssen.

Zuletzt muss der Einfluss des Konzepts auf die Umwelt in Abhängigkeit der eingesetzten Wasservorbehandlungsschritte analysiert und daraus die passenden Filterungsschritte abgeleitet werden.

Literatur

- [1] S. Thielke, M. Harniss, H. Thompson, S. Patel, G. Demiris und K. Johnson, „Maslow’s Hierarchy of Human Needs and the Adoption of Health-Related Technologies for Older Adults,“ *Ageing International*, Jg. 37, Nr. 4, S. 470–488, Dez. 2012, ISSN: 1936606X. DOI: 10.1007/s12126-011-9121-4.
- [2] WWF, *Deutschlands „Wasserproblem“*, März 2016. Adresse: <https://www.wwf.de/2016/maerz/deutschlands-wasserproblem> (besucht am 22.01.2022).
- [3] V. Hopp, *Wasser und Energie*, 2. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer, 2016, Bd. 2, S. 1–441, ISBN: 978-3-662-48089-2. DOI: 10.1007/978-3-662-48089-2.
- [4] H. Jeppesen, *Jeder Tropfen zählt. UN-Dekade für Wasser*, März 2018. Adresse: <https://www.dw.com/de/jeder-tropfen-z%C3%A4hlt-un-dekade-f%C3%BCr-wasser/a-43068561> (besucht am 20.01.2022).
- [5] J. Robbins, *As Water Scarcity Increases, Desalination Plants Are on the Rise*, Juni 2019. Adresse: <https://e360.yale.edu/features/as-water-scarcity-increases-desalination-plants-are-on-the-rise> (besucht am 20.01.2022).
- [6] Y. Shevah, „Challenges and Solutions to Water Problems in the Middle East,“ in *Chemistry and Water: The Science Behind Sustaining the World’s Most Crucial Resource*, Elsevier Inc., 2017, S. 207–258, ISBN: 9780128096055. DOI: 10.1016/B978-0-12-809330-6.00006-4.
- [7] Gfoehler Margit Dipl.Ing. Dr. techn. und Harasek Michael Dipl.Ing. Dr.techn., *Wasserfiltrationsvorrichtung*, Dez. 2019. Adresse: <https://see-ip.patentamt.at/NPatentSuche/SearchResult> (besucht am 25.03.2023).
- [8] ODYSEA, *Salinity - Sea Surface Salinity from Space*, Feb. 2022. Adresse: <https://salinity.oceansciences.org/overview.cgi> (besucht am 20.02.2022).
- [9] M. M. Zweng, J. R. Reagan, D. Seidov et al., „World Ocean Atlas 2018,“ Techn. Ber. Salinity, 2018, 50pp. Adresse: <https://www.ncei.noaa.gov/access/world-ocean-atlas-2018f/> (besucht am 20.02.2022).
- [10] N. Voutchkov, „Introduction to Saline Water Pretreatment,“ in *Pretreatment for Reverse Osmosis Desalination*, Elsevier, 2017, S. 1–10. DOI: 10.1016/b978-0-12-809953-7.00001-2.
- [11] S. Jamaly, N. N. Darwish, I. Ahmed und S. W. Hasan, „A short review on reverse osmosis pretreatment technologies,“ *Desalination*, Jg. 354, S. 30–38, Dez. 2014, ISSN: 00119164. DOI: 10.1016/j.desal.2014.09.017.
- [12] L. Wiles und E. Peirtsegale, „Reverse Osmosis: A History and Explanation of the Technology and How It Became So Important for Desalination,“ 79th International Water Conference, Scottsdale, Techn. Ber., Nov. 2018. Adresse: www.eswp.com/water.

- [13] K.-G. Collatz und L. Wilker, *Osmose - Lexikon der Biologie*, R. Sauermost und D. Freudig, Hrsg., Heidelberg, 1999. Adresse: <https://www.spektrum.de/lexikon/biologie/osmose/48395#wxyz> (besucht am 23. 01. 2022).
- [14] G. Job und R. Rüdfler, *Physikalische Chemie - Eine Einführung nach neuem Konzept mit zahlreichen Experimenten*, 2. Aufl. Wiesbaden: Springer Spektrum, 2021, ISBN: ISBN 978-3-658-32936-5. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-32936-5>. Adresse: <https://job-stiftung.de/index..>
- [15] T. Melin und R. Rautenbach, *Membranverfahren - Grundlagen der Modul- und Anlagenauslegung*, 3. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer, 2007, S. 1–573.
- [16] M. Khayet, „Fouling and Scaling in Desalination,“ *Desalination*, Jg. 393, S. 1, Sep. 2016, ISSN: 00119164. DOI: [10.1016/j.desal.2016.05.005](https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.05.005).
- [17] E. S. Sivarajan und C. J. Halpenny, „Exercise Testing,“ *The American Journal of Nursing*, Jg. 79, Nr. 12, S. 2162–2170, 1979.
- [18] L. Urry, M. Cain, S. Wassermann, P. Minorsky und J. Reece, *Campbell Biologie*, 11. Aufl. Hallbergmoos: Pearson, 2019, Bd. 11, S. 1–1720.
- [19] B. Kolster, K.-P. Valerius, D. Seidenspinner, K. Volker, B. Gereon und V. Markus M., *Bildatlas Medizinisches Gerätetraining: Grundlagen, Anatomie, Training*, 1. Aufl. Berlin: KVM - Der Medizinverlag, 2008. Adresse: <https://www.researchgate.net/publication/2844444816>.
- [20] A. M. Jones, A. Vanhatalo, M. Burnley, R. H. Morton und D. C. Poole, „Critical power: Implications for determination of VO₂max and exercise tolerance,“ *Medicine and Science in Sports and Exercise*, Jg. 42, Nr. 10, S. 1876–1890, Okt. 2010, ISSN: 01959131. DOI: [10.1249/MSS.0b013e3181d9cf7f](https://doi.org/10.1249/MSS.0b013e3181d9cf7f).
- [21] E. W. Faria, D. L. Parker und I. E. Faria, „The Science of Cycling Physiology and Training- Part 1,“ *Sports Med*, Jg. 35, Nr. 4, S. 285–312, 2005.
- [22] D. R. Wilkie, „Muscle Function: A personal view,“ *J. exp. Biol. US*, S. 1–13, 1985.
- [23] P. Leo, J. Spragg, T. Podlogar, J. S. Lawley und I. Mujika, „Power profiling and the power-duration relationship in cycling: a narrative review,“ *European Journal of Applied Physiology*, Jg. 122, Nr. 2, S. 301–316, Feb. 2022, ISSN: 14396327. DOI: [10.1007/s00421-021-04833-y](https://doi.org/10.1007/s00421-021-04833-y).
- [24] A. V. Hill, „The Physiological Basis of Athletic Records,“ *Nature*, Jg. 116, Nr. 2919, 1925.
- [25] H. Monod und J. Scherrer, „The work capacity of a synergic muscular group,“ *Ergonomics*, Jg. 8, Nr. 3, S. 329–338, 1965, ISSN: 13665847. DOI: [10.1080/00140136508930810](https://doi.org/10.1080/00140136508930810).
- [26] T. Moritani, A. Nagata, H. A. Devries und M. Muro, „Critical power as a measure of physical work capacity and anaerobic threshold,“ *Ergonomics*, Jg. 24, Nr. 5, S. 339–350, 1981, ISSN: 13665847. DOI: [10.1080/00140138108924856](https://doi.org/10.1080/00140138108924856).
- [27] D. C. Poole, S. A. Ward, G. W. Gardner und B. J. Whipp, „Metabolic and respiratory profile of the upper limit for prolonged exercise in man,“ *Ergonomics*, Jg. 31, Nr. 9, S. 1265–1279, 1988, ISSN: 13665847. DOI: [10.1080/00140138808966766](https://doi.org/10.1080/00140138808966766).

- [28] R. H. Morton, „The critical power and related whole-body bioenergetic models,“ *European Journal of Applied Physiology*, Jg. 96, Nr. 4, S. 339–354, März 2006, ISSN: 14396319. DOI: 10.1007/s00421-005-0088-2.
- [29] A. Vanhatalo, J. H. Doust und M. Burnley, „Determination of critical power using a 3-min all-out cycling test,“ *Medicine and Science in Sports and Exercise*, Jg. 39, Nr. 3, S. 548–555, März 2007, ISSN: 01959131. DOI: 10.1249/mss.0b013e31802dd3e6.
- [30] Y. Fukuba, A. Miura, M. Endoi, A. Kan, K. Yanagawa und B. J. Whipp, „The curvature constant parameter of the power-duration curve for varied-power exercise,“ *Medicine and Science in Sports and Exercise*, Jg. 35, Nr. 8, S. 1413–1418, Aug. 2003, ISSN: 01959131. DOI: 10.1249/01.MSS.0000079047.84364.70.
- [31] B. J. Whipp, S. A. Ward und M. W. C. Hassall, „Paleo-bioenergetics: the metabolic rate of marching Roman legionaries,“ *Br J Sports Med*, Jg. 32, S. 261–264, 1998.
- [32] F. Vercauysen und J. Brisswalter, „Which factors determine the freely chosen cadence during submaximal cycling?“ *Journal of Science and Medicine in Sport*, Jg. 13, S. 225–231, März 2010, ISSN: 14402440. DOI: 10.1016/j.jsams.2008.12.631.
- [33] D. J. Green, K. Thomas, E. Z. Ross, S. C. Green, J. S. Pringle und G. Howatson, „Torque, power and muscle activation of eccentric and concentric isokinetic cycling,“ *Journal of Electromyography and Kinesiology*, Jg. 40, S. 56–63, Juni 2018, ISSN: 18735711. DOI: 10.1016/j.jelekin.2018.03.005.
- [34] S. Brennan, A. Cresswell, D. Farris und G. Lichtwark, „Mechanical and energetic determinants of optimal cycling cadence,“ *Journal of Science and Medicine in Sport*, Jg. 20, e72, Jan. 2017, ISSN: 14402440. DOI: 10.1016/j.jsams.2017.01.014.
- [35] M. Gressmann, *Fahrradphysik und Biomechanik Technik Formeln Gesetze*, 5. Aufl. Kiel: Moby Dick, 1993, S. 4–212, ISBN: 3-922843-91-3.
- [36] P. Surani, K. Ponda, D. Paghadar, K. Sangani und Y. Joshi, „Design and Development of RO System with Pedal Operation,“ *International Research Journal of Engineering and Technology*, Jg. 7, Nr. 6, 2020, ISSN: 2395-0072. Adresse: www.irjet.net.
- [37] V. K. Ravi, M. Venkata Praveen Kumar und A. Thomas, „Reverse Osmosis Water Purification by Cycling Action,“ *International Journal of Latest Engineering Research and Applications (IJLERA)*, Jg. 2, Nr. 5, S. 54–59, 2017. Adresse: www.ijlera.com.
- [38] P. K. Kambale, A. S. Inamdar, O. A. Patil und P. R. Kalburge, „Pedal Operated Water Pumping And Purification System Using Reverse Osmosis,“ *International Journal of Advance Research in Science and Engineering*, Jg. 7, Nr. 1, März 2018.
- [39] N. V. Reddy, I. Nikhil, A. Yeshwanth, U. Chakravarthi und K. Gayatri, „Design and Fabrication of Pedal Power Water Purifier,“ *International Journal of Scientific Research and Engineering Development*, Jg. 3, Nr. 3, 2020, ISSN: 2581-7175. Adresse: www.ijsred.com.
- [40] *CycloClean - Nippon Basic Co. Ltd.* Adresse: <https://www.engineeringforchange.org/solutions/product/cycloclean/> (besucht am 19.02.2022).
- [41] *Cycloclean: Advancements in Bicycle-Powered Water Purifying Equipment.* Adresse: http://www.unido.or.jp/en/technology_db/1675/ (besucht am 19.02.2022).

- [42] *Desalination of Seawater for Drinking: Converting Salt Water to Fresh*. Adresse: http://www.unido.or.jp/en/technology_db/1671/ (besucht am 19.02.2022).
- [43] R. TAKEDA und N. NOMURA, *WATER PURIFICATION DEVICE*, 2016. Adresse: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/061245596/publication/WO2018037433A1?q=W0%202018037433%20A1> (besucht am 25.03.2023).
- [44] I. OHAMA und K. MAKINO, *MOVABLE WATER GENERATOR AND BACKWASHING DEVICE*, 2007. Adresse: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/038835888/publication/JP2007301485A?q=JP2007301485A> (besucht am 25.03.2023).
- [45] V. Arakelian, J.-P. Le Baron und M. Mkrtchyan, „Design of Scotch yoke mechanisms with improved driving dynamics,“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, S. 379–386, Dez. 2016, ISSN: 1464-4193. DOI: 10.1177/1464419315614431.
- [46] R. P. Podhorodeski, S. B. Nokleby und J. D. Wittchen, „Quick-return mechanism design and analysis projects,“ *International Journal of Mechanical Engineering Education*, Jg. 32, Nr. 2, 2004.
- [47] H. Wittel, C. Spura und D. Jannasch, *Roloff/Matek Maschinenelemente Normen Berechnung Gestaltung*, 25. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2021.

Appendix A

```

1
2 %%Preamble
3 clear all; clc; close all;
4
5 set(0,'defaultTextInterpreter','latex')
6 set(0,'defaultAxesFontSize',14)
7 set(0,'defaultAxesFontName','Times')
8
9 %% Parameter Mensch und Fahrrad
10 %%Berechnung der Parameter vor dem QR - Mechanismus
11
12 P_mensch = 200; % in Watt
13 Omega_mensch = 2*pi*80/60; % 1/s
14
15 Kasette = [12, 14, 16, 18, 21, 24, 28, 32]; % Zahnezahlen der
    unter-
16                                     % schiedlichen
    Scheiben
17 Kurbelgarnitur = [50, 39, 30]; % Zahnezahlen der
    unterschiedlichen Scheiben
18
19 z_ritzel_pumpe = 28;
20 z_rad_pumpe = 26;
21
22 M_pedal = P_mensch / Omega_mensch; % wirkendes Moment an der
    Kurbelgarnitur
23
24 i_kas_kg = Kasette' * (1./Kurbelgarnitur); % moegliche
    uebersetzungs-
25                                     % kombinationen
26 i_rr_pumpe = z_rad_pumpe / z_ritzel_pumpe;
27
28 i_ges = i_kas_kg * i_rr_pumpe;
29 i_verwendet = i_ges(5,2);
30
31 M_Antrieb_max = i_verwendet* M_pedal;
32
33 %% Quickreturnmechanismus
34

```

```
35 theta_an = linspace(0,pi,629);
36 theta_an_versetzt = [theta_an(98:end) theta_an(1:97)]; %
    Pedalposition 12Uhr
37
38 M_Antrieb = M_Antrieb_max * sin(theta_an); %_versetzt
39
40 % Winkel Parameter fuer QR
41 phi_arbeitshub = 250*pi/180;
42 phi_fuellen = 2*pi-phi_arbeitshub;
43
44 % Kolbenhub
45 kolben_hub = 0.1; % in m
46 psi_max = pi/2 - phi_fuellen/2;
47 h_system = kolben_hub/(2*tan(psi_max));
48
49 Verhaeltnis_r_zu_p = kolben_hub/(2*h_system)*sin(phi_fuellen/2);
50
51 %Scheibe
52 r_scheibe = 0.015; % in m
53 p = r_scheibe/cos(phi_fuellen/2); % in m
54 m_scheibe = 1.177; %in kg
55
56 % Fuehrung
57 l_f = h_system/cos(psi_max);%in m Laenge der Fuehrung bis zum
58                                     % Kontaktpunkt zwischen
59                                     % stange und Fuehrung
60 m_f = 0.543; %in kg
61
62 % Adapter und Kolben
63 r_kolben = 0.01;
64 A_kolben = r_kolben^2 * pi;
65 m_kolben = 0.913; %Gewicht von Kolben, Kolbenstange und Adapter
66
67 %% Massentraegheitsmomente
68 %Konstanteni
69 g = 9.81;
70
71 %Fuehrung alle Angegeben um den Drehpunkt beim Festlager
72 J_f = 0.001746;
73
74 %Scheibe
75 J_scheibe_polar = (m_scheibe*r_scheibe^2)/2;
```

```

76  %% Beschreibung der kinematischen Groessen in Abhaengigkeit von
    der symbolischen Variable Phi
77
78  syms phi(t)
79  phi_dot = diff(phi,t);
80  phi_ddot = diff(phi_dot,t);
81
82  ksi= (r_scheibe^2 + p^2 - 2*r_scheibe*p*cos(phi))^(1/2);
83  ksi_dot = (r_scheibe*p*sin(phi)*phi_dot) ./ ksi;
84  ksi_ddot = r_scheibe*p*(phi_dot.^2.*cos(phi)-ksi_dot*phi_dot.*sin
    (phi))./ ksi.^2;
85
86  psi = asin(r_scheibe*sin(phi)./ksi);
87
88  psi_dot = (phi_dot*r_scheibe*cos(phi)*ksi - ksi_dot * sin(phi)*
    r_scheibe)/(ksi^2*cos(psi));
89
90  %% Schwerpunktsbestimmung und Adaptergeschwindigkeit
91  l_f_S = 0.047;
92  v_schiene_S = h_system*psi_dot / cos(psi)^2;
93  %% Energien
94  Ekin_scheibe = (phi_dot^2*J_scheibe_polar)/2;
95  Ekin_f = (psi_dot^2*J_f)/2;
96  Ekin_kolben = (m_kolben*v_schiene_S^2)/2;
97  Ekin_ges = Ekin_scheibe + Ekin_f + Ekin_kolben; %+ Ekin_Schiene;
98
99  Epot_f = m_f*g*l_f_S*cos(psi);
100
101  Ekin_ges_dqdot= diff(Ekin_ges,phi_dot); % Ableitung nach der
    Geschwindigkeit des Freiheitsgrads
102  Ekin_ges_dqdot_dot = diff(Ekin_ges_dqdot,t); % vorheriger Term
    nochmals nach der Zeit abgeleitet
103
104  Ekin_ges_dq = diff(Ekin_ges, phi); % Ableitung nach dem
    Freiheitsgrads
105
106  Epot_f_dq = diff(Epot_f, phi); % Ableitung nach dem
    Freiheitsgrads
107
108  Li = Ekin_ges_dqdot_dot - Ekin_ges_dq + Epot_f_dq; % Linke Seite
    von der Bewegungsgleichung nach Lagrange
109
110  %% Werte fuer phi und phi_dot

```

```
111 phi_val = 0:0.01:2*pi;
112 phi_dot_val = ones(1,length(phi_val))* Omega_mensch * i_verwendet
    ;
113 phi_ddot_val = zeros(1,length(phi_val));
114
115 psi_val = double(subs(psi(1),phi(1),phi_val));
116 psi_dot_val = double(subs(psi_dot(1),{phi(1), phi_dot(1)}, {
    phi_val, phi_dot_val}));
117 ksi_val = double(subs(ksi(1),phi(1),phi_val));
118 ksi_dot_val = double(subs(ksi_dot(1), {phi(1), phi_dot(1)}, {
    phi_val, phi_dot_val}));
119
120 Li_sub = double(subs(Li(1) ,{phi(1) phi_dot(1) phi_ddot(1)}, {
    phi_val phi_dot_val 0 }));
121 F_p_arbeit_val = ( Li_sub - M_Antrieb) ./ (l_f*cos(psi_val));
122
123 psi_num = [double(subs(psi(1),phi(1),phi_val))*180/pi; phi_val
    *180/pi];
124
125
126 %% Druck
127
128 p_kolben_math_mat = [F_p_arbeit_val/A_kolben * (-1); phi_val*180/
    pi];
129 p_kolben_math = F_p_arbeit_val/A_kolben * (-1);
130 zeros_96 = zeros(1,96);
131 zeros_533 = zeros(1,629-533);
132 p_kolben = cat(2,zeros_96,p_kolben_math(97:533),zeros_533);
133
134
135 %% Fluid Berechnungen
136 D_rohr = 4*10^(-3); % m
137 A_rohr = D_rohr^2*pi/4;
138 rho_wasser = 998.2; %kg/m^3
139 %Kolbengeschwindigkeit ueber differentielle Geometrie errechnen:
140 v_kolben = h_system*psi_dot / cos(psi)^2;
141 v_kolben_val = h_system .* psi_dot_val ./ cos(psi_val).^2;
142 phi_val_grad = phi_val * 180/pi;
143 %%55 sowie 305 Grad werden durch die diskretisierung nicht
    getroffen. hier
144 % somit wird fuer 55 55,0039 verwendet und fuer 305 304,8135
145
146 pos_v_start = find(round(phi_val_grad,4) == 55.0039);
```

```

147 pos_v_end = find(round(phi_val_grad,4) == 304.8135);
148 v_kolben_mittel = mean(v_kolben_val(pos_v_start:pos_v_end));
149
150 % Bernoulli Gleichung aufstellen von Kolbenflaeche bis vor den
    Filter.
151
152 ksi_knick_90 = 1.3;
153 ksi_durchgangsventil_DN15 = 10;
154
155 ksi_ges = 5*ksi_knick_90 + ksi_durchgangsventil_DN15;
156
157 delta_p = 0.5*rho_wasser*(v_kolben_val*((A_kolben/A_rohr))).^2*
    ksi_ges;
158
159 p_filter_ein_math = 0.5 *(v_kolben_val).^2*rho_wasser*(1-(
    A_kolben/A_rohr)^2)+p_kolben-delta_p;
160
161 p_filter_ein = p_filter_ein_math;
162 for i = 1:length(p_filter_ein)
163     if p_filter_ein(i) < 0
164         p_filter_ein(i) = 0;
165     end
166 end
167
168
169 %% Plots
170 str_phi = ['$\phi$', ' in', ' $\circ$' ];
171 str_psi = ['$\psi$', ' in', ' $\circ$' ];
172 str_winkel = [ ' in', ' $\circ$' ];
173 str_winkelgeschwindigkeit = [ ' in', ' $1/s$' ];
174 str_laenge = [ ' in m' ];
175 str_geschwindigkeit = [ ' in m/s' ];,
176 str_druck = [ ' in Pa' ];
177 str_kraft = [ ' in N' ];
178 str_moment = [ ' in Nm' ];
179 str_energie = [ ' in J' ];
180
181 figure('name','Uebersicht')
182 subplot(2,2,1)
183 plot(phi_val*180/pi, psi_val*180/pi)
184 title('$\psi$')
185 xlabel(str_phi)
186 ylabel(str_winkel)

```

```
187 grid
188 subplot(2,2,2)
189 plot(phi_val*180/pi, psi_dot_val)
190 title('$\dot{\psi}$')
191 xlabel(str_phi)
192 ylabel(str_winkelgeschwindigkeit)
193 xline(55)
194 xline(305)
195 grid
196 subplot(2,2,3)
197 plot(phi_val*180/pi, ksi_val)
198 title('$\xi$')
199 xlabel(str_phi)
200 ylabel(str_laenge)
201 grid
202 subplot(2,2,4)
203 plot(phi_val*180/pi, ksi_dot_val)
204 title('$\dot{\xi}$')
205 xlabel(str_phi)
206 ylabel(str_geschwindigkeit)
207 grid
208
209 figure('name','Druck_am_Kolben')
210 plot(phi_val*180/pi, p_kolben)
211 title('Druckverlauf')
212 grid
213 xlabel(str_phi)
214 ylabel(str_druck)
215
216 figure('name','Druck_vor_Filter')
217 plot(phi_val*180/pi, p_filter_ein)
218 title('Druckverlauf')
219 grid
220 xlabel(str_phi)
221 ylabel(str_druck)
222
223 figure('name','Kolbengeschwindigkeit')
224 plot(phi_val*180/pi, v_kolben_val)
225 title('Kolbengeschwindigkeit')
226 xline(55)
227 xline(305)
228 ylabel(str_geschwindigkeit)
229 xlabel(str_phi)
```

```
230 grid
231
232 disp('Skript fertig')
```

Appendix B

Werkstoffkenngrößen:

verwendeter Werkstoff Antriebswelle: 16MnCr5

Bruchdehnung: A = 25%

Zugfestigkeit:

$$R_{mN} := 1200 \frac{N}{mm^2} \quad \sigma_B := R_{mN}$$

Streckgrenze:

$$R_{eN} := 850 \frac{N}{mm^2} \quad \sigma_S := R_{eN}$$

Wechselfestigkeit Zug/Druck:

$$\sigma_{zdWN} := 480 \frac{N}{mm^2}$$

Biegewechselfestigkeit:

$$\sigma_{bWN} := 600 \frac{N}{mm^2} \quad \sigma_{bW} := \sigma_{bWN}$$

Torsionswechselfestigkeit:

$$\tau_{tWN} := 360 \frac{N}{mm^2} \quad \tau_{tW} := \tau_{tWN}$$

Schwellfestigkeit Zug/Druck:

$$\sigma_{zdSchN} := 725 \frac{N}{mm^2}$$

Biegeschwellfestigkeit:

$$\sigma_{bSchN} := 910 \frac{N}{mm^2}$$

Torsionsschwellfestigkeit:

$$\tau_{tSchN} := 590 \frac{N}{mm^2}$$

Berechnung der Auflagerkräfte und wirkende Biegemomente

Definition des An/Abtriebsmomentes und die durch die Geometrie auf die Lager wirkenden Kräfte

$$M_{An} := 12 \text{ N}\cdot\text{m} \quad P_{mensch} := 200 \text{ W} \quad n_{An} := \frac{P_{mensch}}{M_{An} \cdot 2 \cdot \pi} = 2.653 \frac{1}{\text{s}}$$

$$M_{QR} := -M_{An}$$

$$r_{An} := 61.2 \text{ mm} \quad r_{QR} := 15 \text{ mm}$$

$$l_{QRA} := 17.7 \text{ mm} \quad l_{AA_n} := 67.3 \text{ mm} \quad l_{AnB} := 36 \text{ mm}$$

$$\delta_{Spalt} := 15 \text{ mm} \quad l_{BEnde} := 123 \text{ mm}$$

$$l := l_{QRA} + l_{AA_n} + l_{AnB} = 121 \text{ mm} \quad l_{ges} := l_{QRA} + l_{AA_n} + l_{AnB} + l_{BEnde} + \delta_{Spalt} = 259 \text{ mm}$$

$$F_{An_r} := \frac{M_{An}}{r_{An}} \quad F_{QR} := \frac{M_{QR}}{r_{QR}} \quad F_{An_r} = 196.078 \text{ N}$$

Berechnung der Auflagerkräfte:

$$F_{QR} = -800 \text{ N}$$

Festlager --> A

Loslager --> B

$$F_{Ar_2} := \frac{F_{An_r} \cdot l_{AnB} - F_{QR} \cdot (\delta_{Spalt} + l)}{l_{AA_n} + l_{AnB}}$$

$$F_{Ar_2} = (1.122 \cdot 10^3) \text{ N}$$

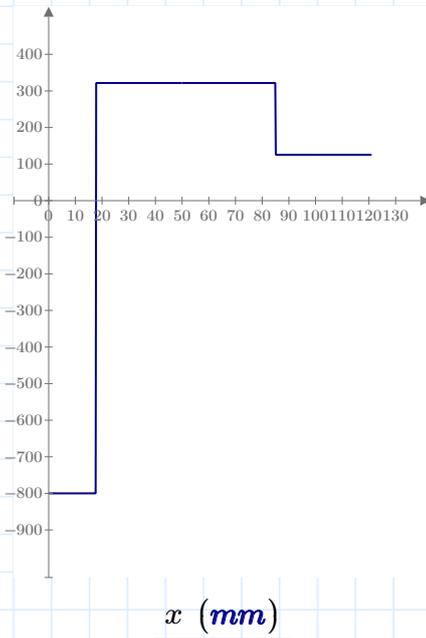
$$F_{Br_2} := F_{An_r} - F_{QR} - F_{Ar_2}$$

$$F_{Br_2} = -125.498 \text{ N}$$

$x := 0, 0.1 \text{ mm} \dots l$

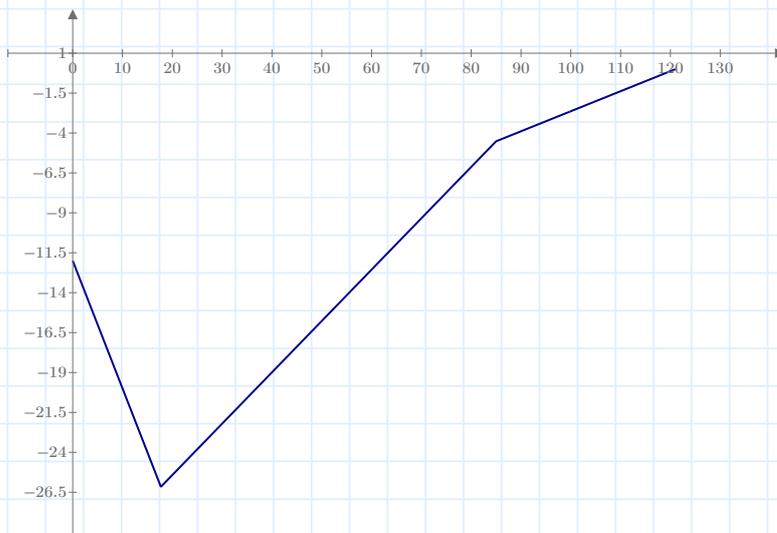
$$M_{b_ges_2}(x) := \begin{cases} \text{if } x < l_{QRA} \\ \quad \parallel F_{Br_2} \cdot (l - x) - F_{An_r} \cdot (l - l_{AnB} - x) + F_{Ar_2} \cdot (l_{QRA} - x) \\ \text{else if } x < l_{QRA} + l_{AA_n} \\ \quad \parallel F_{Br_2} \cdot (l - x) - F_{An_r} \cdot (l - l_{AnB} - x) \\ \text{else} \\ \quad \parallel F_{Br_2} \cdot (l - x) \end{cases}$$

$$Q_{ges_2}(x) := \frac{d}{dx} M_{b_ges_2}(x)$$



$Q_{ges_2}(x) \text{ (N)}$

$x \text{ (mm)}$



$M_{b_ges_2}(x) \text{ (N} \cdot \text{m)}$

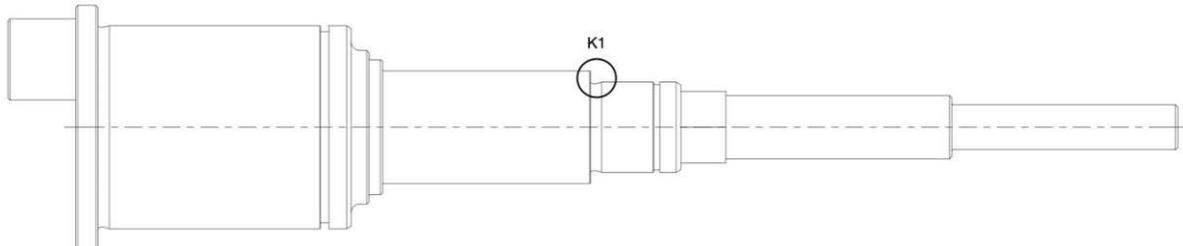
$x \text{ (mm)}$

Definition von Anwendungsfaktor und Lastüberhöhungsfaktor

$$K_A := 1.75$$

$$K_S := 6$$

Festigkeitsnachweis nach DIN743 für Lastfall 1 Kräfte zeigen in die gleiche Richtung



Kerbe 1:

Geometrie Abmessungen:

$$D_{K1} := 25 \text{ mm}$$

$$Rz_{K1} := 50 \text{ }\mu\text{m}$$

$$d_{K1} := 20 \text{ mm}$$

$$r_{K1} := 0.8 \text{ mm}$$

$$t_{K1} := \frac{D_{K1} - d_{K1}}{2} = 2.5 \text{ mm}$$

Wirkende Spannungen:

$$M_{bm_K1} := \frac{M_{b_ges_2}(l_{QRA})}{2} \cdot K_A$$

$$M_{ba_K1} := \left(\frac{M_{b_ges_2}(l_{QRA})}{2} \right) \cdot K_A$$

$$M_{ta_K1} := \frac{M_{An}}{2} \cdot K_A$$

$$M_{tm_K1} := \frac{M_{An}}{2} \cdot K_A$$

$$W_{b_K1} := \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{K1}^4}{d_{K1}}$$

$$W_{t_K1} := \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{K1}^4}{d_{K1}}$$

$$\sigma_{ba_K1} := \frac{M_{ba_K1}}{W_{b_K1}} = -29.144 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{ta_K1} := \frac{M_{ta_K1}}{W_{t_K1}} = 6.685 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bm_K1} := \frac{M_{bm_K1}}{W_{b_K1}} = -29.144 \frac{N}{mm^2} \quad \tau_{tm_K1} := \frac{M_{tm_K1}}{W_{t_K1}} = 6.685 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{b_K1} := \sigma_{bm_K1} + \sigma_{ba_K1} = -58.289 \frac{N}{mm^2}$$

$$M_{bm_K1_max} := M_{bm_K1} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$M_{ba_K1_max} := M_{ba_K1} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$M_{ta_K1_max} := M_{ta_K1} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$M_{tm_K1_max} := M_{tm_K1} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$\sigma_{ba_K1_max} := \frac{M_{ba_K1_max}}{W_{b_K1}} = -99.924 \frac{N}{mm^2} \quad \tau_{ta_K1_max} := \frac{M_{ta_K1_max}}{W_{t_K1}} = 22.918 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bm_K1_max} := \frac{M_{bm_K1_max}}{W_{b_K1}} = -99.924 \frac{N}{mm^2} \quad \tau_{tm_K1_max} := \frac{M_{tm_K1_max}}{W_{t_K1}} = 22.918 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bmax_K1} := \sigma_{bm_K1_max} + \sigma_{ba_K1_max}$$

$$\tau_{tmax_K1} := \tau_{ta_K1_max} + \tau_{tm_K1_max}$$

Gesamteinflussfaktor für Biegung2

$$\frac{d_{K1}}{D_{K1}} > 0.67 = 1$$

$$r_{K1} > 0 = 1$$

wenn beides > 1 dann kann phi wie
angeschrieben $\frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_{K1}}{r_{K1}} + 2}}$ verwendet

$$\phi_{K1} := \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_{K1}}{r_{K1}} + 2}}$$

$$G'_{b_K1} := \frac{2.3 \cdot (1 + \phi_{K1})}{r_{K1}}$$

$$n_{K1} := 1 + \sqrt{G'_{b_K1} \cdot mm \cdot 10^{-\left(0.33 + \frac{\sigma_s}{712 \frac{N}{mm^2}}\right)}}$$

$$\alpha_{\sigma_K1} := 1 + \frac{1}{\sqrt{0.62 \cdot \frac{r_{K1}}{t_{K1}} + 11.6 \cdot \frac{r_{K1}}{d_{K1}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r_{K1}}{d_{K1}}\right)^2 + 0.2 \cdot \left(\frac{r_{K1}}{t_{K1}}\right)^3 \cdot \frac{d_{K1}}{D_{K1}}}}$$

$$\alpha_{\sigma_K1} = 2.159$$

$$\beta_{\sigma_{K1}} := \frac{\alpha_{\sigma_{K1}}}{n_{K1}} \quad \text{Kerbwirkungszahl mit bekannter Formzahl}$$

$$\beta_{\sigma_{K1}} = 2.049$$

$$\alpha_{\tau_{K1}} := 1 + \frac{1}{\sqrt{3.4 \cdot \frac{r_{K1}}{t_{K1}} + 38 \cdot \frac{r_{K1}}{d_{K1}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r_{K1}}{d_{K1}}\right)^2 + \left(\frac{r_{K1}}{t_{K1}}\right)^2 \cdot \frac{d_{K1}}{D_{K1}}}}$$

$$\beta_{\tau_{K1}} := \frac{\alpha_{\tau_{K1}}}{n_{K1}}$$

$$K_{1_{K1}} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{D_{K1}}{16 \text{ mm}}\right)$$

$$K_{1_{K1}} = 0.95$$

$$K_{2_{K1}} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{K1}}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)}$$

$$K_{2_{K1}} = 0.935$$

$$K_{F\sigma_{K1}} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{Rz_{K1}}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_B \cdot K_{1_{K1}}}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right)$$

$$K_{F\tau_{K1}} := 0.575 \cdot K_{F\sigma_{K1}} + 0.425$$

$$K_{V_{K1}} := 1$$

$$K_{\sigma_{K1}} := \left(\frac{\beta_{\sigma_{K1}}}{K_{2_{K1}}} + \frac{1}{K_{F\sigma_{K1}}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V_{K1}}}$$

$$K_{\sigma_{K1}} = 2.586$$

$$K_{\tau_{K1}} := \left(\frac{\beta_{\tau_{K1}}}{K_{2_{K1}}} + \frac{1}{K_{F\tau_{K1}}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V_{K1}}}$$

$$K_{\tau_{K1}} = 1.802$$

Für die Berechnung der Vergleichsmittelspannung wird Fall 2 gewählt

$$H_{K1} := \frac{\sigma_{bm_{K1}}^3}{|\sigma_{bm_{K1}}|} + 3 \cdot \tau_{tm_{K1}}^2$$

$$\sigma_{mv_{K1}} := \frac{H_{K1}}{|H_{K1}|} \cdot \sqrt{|H_{K1}|}$$

$$\tau_{mv_{K1}} := \frac{\sigma_{mv_{K1}}}{\sqrt{3}}$$

$$\sigma_{bWK_K1} := \frac{\sigma_{bW} \cdot K_{1_K1}}{K_{\sigma_K1}} \quad \tau_{tWK_K1} := \frac{\tau_{tW} \cdot K_{1_K1}}{K_{\tau_K1}}$$

$K_{2F_K1} := 1.2$ bei einer Vollwelle ist der Wert für Biegung und Torsion gleich

$\gamma_{F_b_K1} := 1.15$ Für alpha und beta größer 3

$$\sigma_{bFK_K1} := K_{1_K1}^2 \cdot K_{2F_K1} \cdot \gamma_{F_b_K1} \cdot \sigma_S$$

$$\sigma_{bFK_K1} = (1.058 \cdot 10^9) \text{ Pa}$$

$$\gamma_{F_t_K1} := 1$$

$$\tau_{tFK_K1} := \frac{K_{1_K1}^2 \cdot K_{2F_K1} \cdot \gamma_{F_t_K1} \cdot \sigma_S}{\sqrt{3}}$$

$$\psi_{b\sigma K_K1} := \frac{\sigma_{bWK_K1}}{2 \cdot K_{1_K1} \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK_K1}}$$

$$\psi_{b\sigma K_K1} = 0.107$$

$$\psi_{tK_K1} := \frac{\tau_{tWK_K1}}{2 \cdot K_{1_K1} \cdot \sigma_B - \tau_{tWK_K1}}$$

$$\frac{\sigma_{mv_K1}}{\sigma_{ba_K1}} \leq \frac{\sigma_{bFK_K1} - \sigma_{bWK_K1}}{\sigma_{bWK_K1} - \sigma_{bFK_K1} \cdot \psi_{b\sigma K_K1}} = 1$$

$$\frac{\tau_{mv_K1}}{\tau_{ta_K1}} \leq \frac{\tau_{tFK_K1} - \tau_{tWK_K1}}{\tau_{tWK_K1} - \tau_{tFK_K1} \cdot \psi_{tK_K1}} = 1$$

$$\sigma_{bADK_K1} := \frac{\sigma_{bWK_K1}}{1 + \psi_{b\sigma K_K1} \cdot \frac{\sigma_{mv_K1}}{\sigma_{ba_K1}}}$$

$$\tau_{tADK_K1} := \frac{\tau_{tWK_K1}}{1 + \frac{\tau_{mv_K1}}{\tau_{ta_K1}}}$$

$$S_{DB_K1} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba_K1}}{\sigma_{bADK_K1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta_K1}}{\tau_{tADK_K1}}\right)^2}} = 6.56$$

$$S_{min} := 1.2$$

$$S_{Fmax_K1} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax_K1}}{\sigma_{bFK_K1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax_K1}}{\tau_{tFK_K1}}\right)^2}} = 4.814$$

Berechnung des Wellenbolzens

Annahme Starr
glatter Rundstab

$$M_{An} = 12 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{b_bolzen_max} := M_{b_ges_2}(0) \cdot K_S = -72 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{b_bolzen_eq} := M_{b_ges_2}(0) \cdot K_A = -21 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$r_{bolzen} := 9 \text{ mm}$$

$$r_{F_Angriffspunkt} := 15 \text{ mm}$$

$$F_{bolzen} := \frac{M_{b_bolzen_max}}{r_{F_Angriffspunkt}} = -4.8 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$A_{bolzen} := r_{bolzen}^2 \cdot \pi$$

$$\tau_{bolzen_stat_tat} := \left| \frac{F_{bolzen}}{A_{bolzen}} \right|$$

$$\sigma_{v_Bolzen} := \sqrt{\left(\frac{M_{b_bolzen_max}}{A_{bolzen} \cdot \frac{(2 \cdot r_{bolzen})}{8}} \right)^2 + 3 \cdot \tau_{bolzen_stat_tat}^2} = 129.927 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{tat_bolzen} := \frac{\sigma_{bW}}{\sigma_{v_Bolzen}} = 4.618$$

Nachweise der Lager

$$C_{0_stat_fest_welle} := 20.7 \text{ kN}$$

$$C_{0_stat_los_welle} := 6.7 \text{ kN}$$

$$S_{0_stat_fest_welle} := \frac{C_{0_stat_fest_welle}}{F_{Ar_2}} = 18.456$$

$$S_{0_stat_los_welle} := \frac{C_{0_stat_los_welle}}{F_{Br_2}} = -53.387$$

dynamisch Festlager

$$d_{\text{Festlager}} := 45 \text{ mm}$$

$$D_{\text{Festlager}} := 75 \text{ mm} \quad \text{Annahme durch Roloff/Matek, Hersteller von Stehlager gibt keinen Außendurchmesser des Kugellagers an}$$

$$C_{\text{fest_Welle}} := 31.7 \text{ kN}$$

$$L_{10_fest_Welle} := \left(\frac{C_{\text{fest_Welle}}}{F_{Ar_2}} \right)^3 \quad L_{10_fest_Welle} = 2.258 \cdot 10^4$$

$$L_{10h_fest_Welle} := \frac{10^6 \cdot L_{10_fest_Welle}}{60 \cdot 60 \cdot n_{An}} \quad L_{10h_fest_Welle} = 656.776 \text{ hr}$$

$$a_{1_Festlager} := 1$$

$$e_{c_Festlager} := 0.8$$

$$C_{u_Festlager} := 1.15 \text{ kN}$$

$$d_{m_Festlager} := \frac{d_{\text{Festlager}} + D_{\text{Festlager}}}{2} \quad d_{m_Festlager} = 60 \text{ mm}$$

$$\nu_{1_Festlager} := 200$$

$$\nu_{\text{Festlager}} := 220$$

$$\kappa_{\text{Festlager}} := \frac{\nu_{\text{Festlager}}}{\nu_{1_Festlager}} \quad \kappa_{\text{Festlager}} = 1.1$$

$$\frac{e_{c_Festlager} \cdot C_{u_Festlager}}{P_{\text{mensch}}} = 4.6 \frac{\text{s}}{\text{m}}$$

$$a_{\text{ISO_Festlager}} := 50 \quad \text{ist eigentlich größer kann aber nicht ausgelesen werden, da Bereich im Diagramm nicht abgebildet ist.}$$

$$L_{nmh_fest_Welle} := a_{1_Festlager} \cdot a_{\text{ISO_Festlager}} \cdot L_{10h_fest_Welle} \quad L_{nmh_fest_Welle} = (3.284 \cdot 10^4) \text{ hr}$$

dynamisch Festlager

$$d_{Loslager} := 20 \text{ mm}$$

$$D_{Loslager} := 47 \text{ mm} \quad \text{Annahme durch Roloff/Matek, Hersteller von Stehlager gibt keinen Außendurchmesser des Kugellagers an}$$

$$C_{los_Welle} := 12.8 \text{ kN}$$

$$L_{10_loslager_Welle} := \left(\frac{C_{los_Welle}}{-1 \cdot F_{Br_2}} \right)^3 \quad L_{10_loslager_Welle} = 1.061 \cdot 10^6$$

$$L_{10h_loslager_Welle} := \frac{10^6 \cdot L_{10_loslager_Welle}}{60 \cdot 60 \cdot n_{An}} \quad L_{10h_loslager_Welle} = (3.086 \cdot 10^4) \text{ hr}$$

$$a_{1_loslager} := 1$$

$$e_{c_loslager} := 0.8$$

$$C_{u_loslager} := 0.44 \text{ kN}$$

$$d_{m_loslager} := \frac{d_{Loslager} + D_{Loslager}}{2} \quad d_{m_loslager} = 33.5 \text{ mm}$$

$$\nu_{1_loslager} := 130$$

$$\nu_{loslager} := 115$$

$$\kappa_{loslager} := \frac{\nu_{loslager}}{\nu_{1_loslager}} \quad \kappa_{loslager} = 0.885$$

$$\frac{e_{c_loslager} \cdot C_{u_loslager}}{P_{mensch}} = 1.76 \frac{\text{s}}{\text{m}}$$

$$a_{ISO_loslager} := 50 \quad \text{ist eigentlich größer kann aber nicht ausgelesen werden, da Bereich im Diagramm nicht abgebildet ist.}$$

$$L_{nmh_loslager_Welle} := a_{1_loslager} \cdot a_{ISO_loslager} \cdot L_{10h_loslager_Welle} \quad L_{nmh_loslager_Welle} = (1.543 \cdot 10^6) \text{ hr}$$

Lagerberechnung der Achse und Führung

Berechnung der Kräfte (statisch)

$r_{LagerBolzen} := 11.8 \text{ mm}$ Abstand zwischen unterem Drehpunkt und Kraftangriffspunkt am Wellenbolzen

$r_{LagerZylinder} := 71.4 \text{ mm}$ Wie oben nur zum Zylinderbolzen rauf

$l_{FestLos} := 31 \text{ mm}$ Länge auf der Achse

$l_{FestFuehrung} := 12.75 \text{ mm}$ Länge auf der Achse

$l_{ges_Achse} := l_{FestLos} + l_{FestFuehrung} = 43.75 \text{ mm}$

$$F_N := F_{bolzen} \cdot \frac{r_{LagerBolzen}}{r_{LagerZylinder}} = -793.277 \text{ N}$$

$$F_{Achse_x} := F_{bolzen} - F_N = -4.007 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{Achse} := F_{Achse_x}$$

$$F_{Loslager} := -F_{Achse} \cdot \frac{l_{FestFuehrung}}{l_{FestLos}} = (1.648 \cdot 10^3) \text{ N}$$

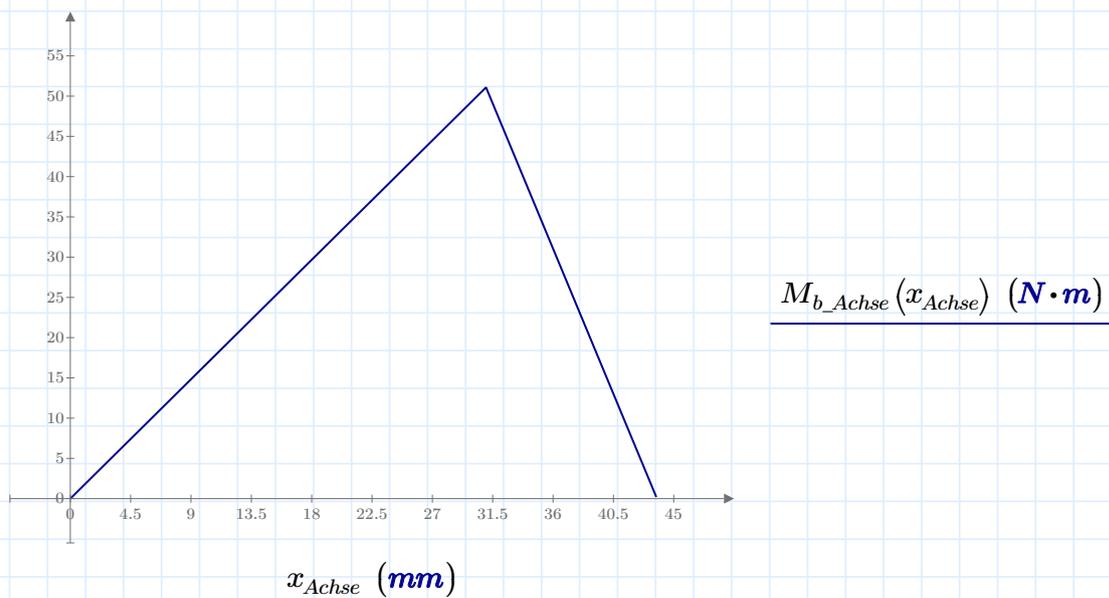
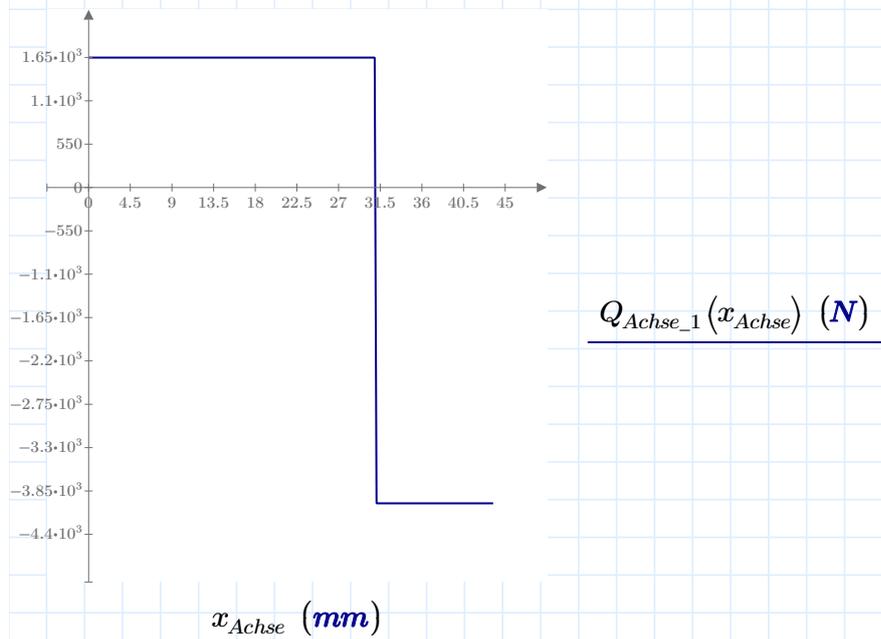
$$F_{Festlager} := F_{Achse} - F_{Loslager} = -5.655 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Biegemomentenverlauf

$$x_{Achse} := 0,0.1 \text{ mm} \cdot l_{ges_Achse}$$

$$M_{b_Achse}(x_{Achse}) := \begin{cases} F_{Loslager} \cdot x_{Achse} & \text{if } x_{Achse} < l_{FestLos} \\ F_{Loslager} \cdot x_{Achse} + F_{Festlager} \cdot (x_{Achse} - l_{FestLos}) & \text{else} \end{cases}$$

$$Q_{Achse_1}(x_{Achse}) := \frac{d}{dx_{Achse}} M_{b_Achse}(x_{Achse})$$



$$M_{Achse_max} := M_{b_Achse}(l_{FestLos}) = 51.086 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Lagerberechnung

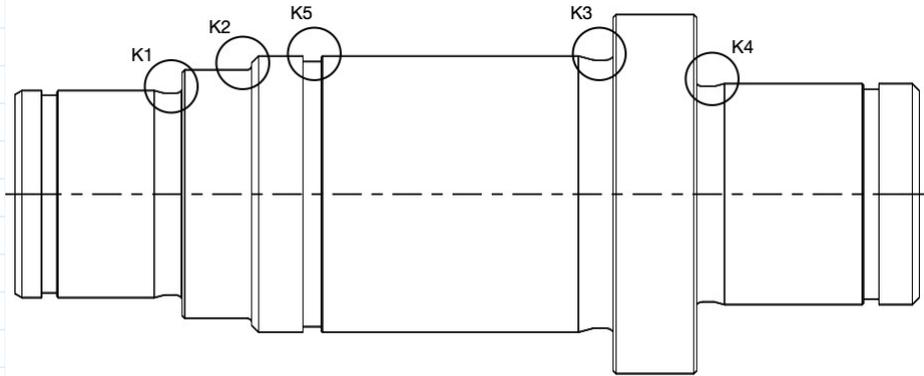
Lagerdaten:

Festlager-Achse $C_{0_stat_fest_achse} := 5.15 \text{ kN}$ Loslager-Achse $C_{0_stat_los_achse} := 2.8 \text{ kN}$

$$S_{0_stat_fest_achse} := \frac{C_{0_stat_fest_achse}}{F_{Festlager}} = -0.911$$

$$S_{0_stat_los_Achse} := \frac{C_{0_stat_los_achse}}{|F_{Loslager}|} = 1.699$$

Festigkeitsberechnung der Achse



Kerbe 1:

$$K_A = 1.75$$

$$K_S = 6$$

Geometrie Abmessungen:

$$D_{Achse_K1} := 18 \text{ mm}$$

$$Rz_{Achse_K1} := 50 \text{ }\mu\text{m}$$

$$d_{Achse_K1} := 15 \text{ mm}$$

$$r_{Achse_K1} := 0.6 \text{ mm}$$

$$t_{Achse_K1} := \frac{D_{Achse_K1} - d_{Achse_K1}}{2} = 1.5 \text{ mm}$$

Wirkende Spannungen:

$$M_{bm_Achse_K1} := \frac{M_{b_Achse}(4.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A = 6.489 \text{ J}$$

$$M_{ba_Achse_K1} := \frac{M_{b_Achse}(4.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A$$

$$W_{b_Achse_K1} := \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{Achse_K1}^4}{d_{Achse_K1}}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K1} := \frac{M_{ba_Achse_K1}}{W_{b_Achse_K1}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K1} := \frac{M_{bm_Achse_K1}}{W_{b_Achse_K1}}$$

$$\sigma_{b_Achse_K1} := \sigma_{ba_Achse_K1} + \sigma_{bm_Achse_K1}$$

$$M_{bm_Achse_K1_max} := M_{bm_Achse_K1} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$M_{ba_Achse_K1_max} := M_{ba_Achse_K1} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K1_max} := \frac{M_{ba_Achse_K1_max}}{W_{b_Achse_K1}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K1_max} := \frac{M_{bm_Achse_K1_max}}{W_{b_Achse_K1}}$$

$$\sigma_{bmax_Achse_K1} := \sigma_{bm_Achse_K1_max} + \sigma_{ba_Achse_K1_max}$$

Gesamteinflussfaktor für Biegung2

$$\frac{d_{Achse_K1}}{D_{Achse_K1}} > 0.67 = 1$$

$$r_{K1} > 0 = 1$$

$$\phi_{Achse_K1} := \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_{Achse_K1}}{r_{Achse_K1}} + 2}}$$

wenn beides > 1 dann kann phi wie
angeschrieben $\frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_{K1}}{r_{K1}} + 2}}$ verwendet

werden sonst ist phi = 0

$$G'_{Achse_b_K1} := \frac{2.3 \cdot (1 + \phi_{Achse_K1})}{r_{Achse_K1}}$$

$$n_{Achse_K1} := 1 + \sqrt{G'_{Achse_b_K1} \cdot \text{mm} \cdot 10^{-\left(0.33 + \frac{\sigma_s}{712 \frac{N}{\text{mm}^2}}\right)}}$$

$$\text{buffer} := \sqrt{0.62 \cdot \frac{r_{Achse_K1}}{t_{Achse_K1}} + 11.6 \cdot \frac{r_{Achse_K1}}{d_{Achse_K1}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r_{Achse_K1}}{d_{Achse_K1}}\right)^2 + 0.2 \cdot \left(\frac{r_{Achse_K1}}{t_{Achse_K1}}\right)^3 \cdot \frac{d_{Achse_K1}}{D_{Achse_K1}}}$$

$$\alpha_{\sigma_Achse_K1} := 1 + \frac{1}{\text{buffer}}$$

$$\alpha_{\sigma_Achse_K1} = 2.118$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K1} := \frac{\alpha_{\sigma_Achse_K1}}{n_{Achse_K1}} \quad \text{Kerbwirkungszahl mit bekannter Formzahl}$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K1} = 1.994$$

$$K_{1_Achse_K1} := \left(1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{D_{Achse_K1}}{16 \text{ mm}}\right)\right)$$

$$K_{2_Achse_K1} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{Achse_K1}}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)}$$

$$K_{2_Achse_K1} = 0.954$$

$$K_{F\sigma_Achse_K1} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{Rz_{Achse_K1}}{\mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_B \cdot K_{1_Achse_K1}}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right)$$

$$K_{V_Achse_K1} := 1$$

$$K_{\sigma_Achse_K1} := \left(\frac{\beta_{\sigma_Achse_K1}}{K_{2_Achse_K1}} + \frac{1}{K_{F\sigma_Achse_K1}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V_Achse_K1}}$$

$$K_{\sigma_Achse_K1} = 2.497$$

Für die Berechnung der Vergleichsmittelspannung wird Fall 2 gewählt

$$H_{Achse_K1} := \frac{\sigma_{bm_Achse_K1}^3}{|\sigma_{bm_Achse_K1}|}$$

$$\sigma_{mv_Achse_K1} := \frac{H_{Achse_K1}}{|H_{Achse_K1}|} \cdot \sqrt{|H_{Achse_K1}|}$$

$$\sigma_{bWK_Achse_K1} := \frac{\sigma_{bW} \cdot K_{1_Achse_K1}}{K_{\sigma_Achse_K1}}$$

$$K_{2F_Achse_K1} := 1.2 \quad \text{bei einer Vollwelle ist der Wert für Biegung und Torsion gleich}$$

$$\gamma_{F_b_Achse_K1} := 1.10 \quad \text{Für alpha und beta größer 2}$$

$$\sigma_{bFK_Achse_K1} := K_{1_Achse_K1}^2 \cdot K_{2F_Achse_K1} \cdot \gamma_{F_b_Achse_K1} \cdot \sigma_S$$

$$\sigma_{bFK_Achse_K1} = (1.092 \cdot 10^9) \text{ Pa}$$

$$\psi_{b\sigma K_Achse_K1} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K1}}{2 \cdot K_{1_Achse_K1} \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK_Achse_K1}} \quad \psi_{b\sigma K_Achse_K1} = 0.111$$

$$\frac{\sigma_{mv_Achse_K1}}{\sigma_{ba_Achse_K1}} \leq \frac{\sigma_{bFK_Achse_K1} - \sigma_{bWK_Achse_K1}}{\sigma_{bWK_Achse_K1} - \sigma_{bFK_Achse_K1} \cdot \psi_{b\sigma K_Achse_K1}} = 1$$

$$\sigma_{bADK_Achse_K1} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K1}}{1 + \psi_{b\sigma K_Achse_K1} \cdot \frac{\sigma_{mv_Achse_K1}}{\sigma_{ba_Achse_K1}}}$$

$$S_{DB_Achse_K1} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba_Achse_K1}}{\sigma_{bADK_Achse_K1}}\right)^2}} = 10.895$$

$$S_{Fmax_Achse_K1} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax_Achse_K1}}{\sigma_{bFK_Achse_K1}}\right)^2}} = 8.135$$

Kerbe 2:

Geometrie Abmessungen:

$$D_{Achse_K2} := 20 \text{ mm}$$

$$Rz_{Achse_K2} := 50 \text{ }\mu\text{m}$$

$$d_{Achse_K2} := 18 \text{ mm}$$

$$r_{Achse_K2} := 0.3 \text{ mm}$$

$$t_{Achse_K2} := \frac{D_{Achse_K2} - d_{Achse_K2}}{2} = 1 \text{ mm}$$

Wirkende Spannungen:

$$M_{bm_Achse_K2} := \frac{M_{b_Achse}(9.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A = 13.698 \text{ J}$$

$$M_{ba_Achse_K2} := \frac{M_{b_Achse}(9.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A$$

$$W_{b_Achse_K2} := \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{Achse_K2}^4}{d_{Achse_K2}}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K2} := \frac{M_{ba_Achse_K2}}{W_{b_Achse_K2}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K2} := \frac{M_{bm_Achse_K2}}{W_{b_Achse_K2}}$$

$$\sigma_b_Achse_K2 := \sigma_{ba_Achse_K2} + \sigma_{bm_Achse_K2}$$

$$M_{bm_Achse_K2_max} := M_{bm_Achse_K2} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$M_{ba_Achse_K2_max} := M_{ba_Achse_K2} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K2_max} := \frac{M_{ba_Achse_K2_max}}{W_{b_Achse_K2}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K2_max} := \frac{M_{bm_Achse_K2_max}}{W_{b_Achse_K2}}$$

$$\sigma_{bmax_Achse_K2} := \sigma_{bm_Achse_K2_max} + \sigma_{ba_Achse_K2_max}$$

Gesamteinflussfaktor für Biegung2

$$\frac{d_{Achse_K2}}{D_{Achse_K2}} > 0.67 = 1$$

$$r_{Achse_K2} > 0 = 1$$

wenn beides >1 dann kann phi wie
angeschrieben $\frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_{K2}}{r_{K2}} + 2}}$ verwendet

$$\phi_{Achse_K2} := \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_{Achse_K2}}{r_{Achse_K2}} + 2}}$$

werden sonst ist phi = 0

$$G'_{Achse_b_K2} := \frac{2.3 \cdot (1 + \phi_{Achse_K2})}{r_{Achse_K2}}$$

$$n_{Achse_K2} := 1 + \sqrt{G'_{Achse_b_K2} \cdot \text{mm} \cdot 10 \left(0.33 + \frac{\sigma_s}{712 \frac{N}{\text{mm}^2}} \right)}$$

$$\text{buffer_K2} := \sqrt{0.62 \cdot \frac{r_{Achse_K2}}{t_{Achse_K2}} + 11.6 \cdot \frac{r_{Achse_K2}}{d_{Achse_K2}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r_{Achse_K2}}{d_{Achse_K2}} \right)^2 + 0.2 \cdot \left(\frac{r_{Achse_K2}}{t_{Achse_K2}} \right)^3 \cdot \frac{d_{Achse_K2}}{D_{Achse_K2}}}$$

$$\alpha_{\sigma_Achse_K2} := 1 + \frac{1}{\text{buffer_K2}}$$

$$\alpha_{\sigma_Achse_K2} = 2.587$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K2} := \frac{\alpha_{\sigma_Achse_K2}}{n_{Achse_K2}} \quad \text{Kerbwirkungszahl mit bekannter Formzahl}$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K2} = 2.379$$

$$K_{1_Achse_K2} := 1 - 0.26 \cdot \log \left(\frac{D_{Achse_K2}}{16 \text{ mm}} \right)$$

$$K_{1_Achse_K2} = 0.975$$

$$K_{2_Achse_K2} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{Achse_K2}}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)} \quad K_{2_Achse_K2} = 0.942$$

$$K_{F\sigma_Achse_K2} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{Rz_{Achse_K2}}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_B \cdot K_{1_Achse_K2}}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right)$$

$$K_{V_Achse_K2} := 1$$

$$K_{\sigma_Achse_K2} := \left(\frac{\beta_{\sigma_Achse_K2}}{K_{2_Achse_K2}} + \frac{1}{K_{F\sigma_Achse_K2}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V_Achse_K2}} \quad K_{\sigma_Achse_K2} = 2.929$$

Für die Berechnung der Vergleichsmittelspannung wird Fall 2 gewählt

$$H_{Achse_K2} := \frac{\sigma_{bm_Achse_K2}^3}{|\sigma_{bm_Achse_K2}|}$$

$$\sigma_{mv_Achse_K2} := \frac{H_{Achse_K2}}{|H_{Achse_K2}|} \cdot \sqrt{|H_{Achse_K2}|}$$

$$\sigma_{bWK_Achse_K2} := \frac{\sigma_{bW} \cdot K_{1_Achse_K2}}{K_{\sigma_Achse_K2}}$$

$$K_{2F_Achse_K2} := 1.2 \quad \text{bei einer Vollwelle ist der Wert für Biegung und Torsion gleich}$$

$$\gamma_{F_b_Achse_K2} := 1.10 \quad \text{Für alpha und beta größer 2}$$

$$\sigma_{bFK_Achse_K2} := K_{1_Achse_K2}^2 \cdot K_{2F_Achse_K2} \cdot \gamma_{F_b_Achse_K2} \cdot \sigma_S$$

$$\sigma_{bFK_Achse_K2} = (1.066 \cdot 10^9) \text{ Pa}$$

$$\psi_{b\sigma K_Achse_K2} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K2}}{2 \cdot K_{1_Achse_K2} \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK_Achse_K2}} \quad \psi_{b\sigma K_Achse_K2} = 0.093$$

$$\frac{\sigma_{mv_Achse_K2}}{\sigma_{ba_Achse_K2}} \leq \frac{\sigma_{bFK_Achse_K2} - \sigma_{bWK_Achse_K2}}{\sigma_{bWK_Achse_K2} - \sigma_{bFK_Achse_K2} \cdot \psi_{b\sigma K_Achse_K2}} = 1$$

$$\sigma_{bADK_Achse_K2} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K2}}{1 + \psi_{b\sigma K_Achse_K2} \cdot \frac{\sigma_{mv_Achse_K2}}{\sigma_{ba_Achse_K2}}}$$

$$S_{DB_Achse_K2} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba_Achse_K2}}{\sigma_{bADK_Achse_K2}}\right)^2}} = 7.635$$

$$S_{Fmax_Achse_K2} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax_Achse_K2}}{\sigma_{bFK_Achse_K2}}\right)^2}} = 6.499$$

Kerbe 3:

Geometrie Abmessungen:

$$D_{Achse_K3} := 24 \text{ mm} \quad 20 \text{ mm} \quad R_{z_Achse_K3} := 50 \text{ } \mu\text{m}$$

$$d_{Achse_K3} := 20 \text{ mm} \quad 16 \text{ mm}$$

$$r_{Achse_K3} := 0.8 \text{ mm}$$

$$t_{Achse_K3} := \frac{D_{Achse_K3} - d_{Achse_K3}}{2} = 2 \text{ mm}$$

Wirkende Spannungen:

$$M_{bm_Achse_K3} := \frac{M_{b_Achse}(35.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A = 28.924 \text{ J}$$

$$M_{ba_Achse_K3} := \frac{M_{b_Achse}(35.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A$$

$$W_{b_Achse_K3} := \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{Achse_K3}^4}{d_{Achse_K3}}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K3} := \frac{M_{ba_Achse_K3}}{W_{b_Achse_K3}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K3} := \frac{M_{bm_Achse_K3}}{W_{b_Achse_K3}}$$

$$\sigma_b_Achse_K3 := \sigma_{ba_Achse_K3} + \sigma_{bm_Achse_K3}$$

$$M_{bm_Achse_K3_max} := M_{bm_Achse_K3} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$M_{ba_Achse_K3_max} := M_{ba_Achse_K3} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K3_max} := \frac{M_{ba_Achse_K3_max}}{W_{b_Achse_K3}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K3_max} := \frac{M_{bm_Achse_K3_max}}{W_{b_Achse_K3}}$$

$$\sigma_{bmax_Achse_K3} := \sigma_{bm_Achse_K3_max} + \sigma_{ba_Achse_K3_max}$$

Gesamteinflussfaktor für Biegung²

$$\frac{d_{Achse_K3}}{D_{Achse_K3}} > 0.67 = 1$$

$$r_{Achse_K3} > 0 = 1$$

wenn beides > 1 dann kann phi wie

angeschrieben $\frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_{K3}}{r_{K3}} + 2}}$ verwendet

$$\phi_{Achse_K3} := \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_{Achse_K3}}{r_{Achse_K3}} + 2}}$$

werden sonst ist phi = 0

$$G'_{Achse_b_K3} := \frac{2.3 \cdot (1 + \phi_{Achse_K3})}{r_{Achse_K3}}$$

$$n_{Achse_K3} := 1 + \sqrt{G'_{Achse_b_K3} \cdot \text{mm} \cdot 10^{-\left(0.33 + \frac{\sigma_s}{712 \frac{N}{\text{mm}^2}}\right)}}$$

$$\alpha_{\sigma_Achse_K3} := 1 + \frac{1}{\sqrt{0.62 \cdot \frac{r_{Achse_K3}}{t_{Achse_K3}} + 11.6 \cdot \frac{r_{Achse_K3}}{d_{Achse_K3}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r_{Achse_K3}}{d_{Achse_K3}}\right)^2 + 0.2 \cdot \left(\frac{r_{Achse_K3}}{t_{Achse_K3}}\right)^3 \cdot \frac{d_{Achse_K3}}{D_{Achse_K3}}}}$$

$$\alpha_{\sigma_Achse_K3} = 2.118$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K3} := \frac{\alpha_{\sigma_Achse_K3}}{n_{Achse_K3}} \quad \text{Kerbwirkungszahl mit bekannter Formzahl}$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K3} = 2.01$$

$$K_{1_Achse_K3} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{D_{Achse_K3}}{16 \text{ mm}}\right)$$

$$K_{1_Achse_K3} = 0.954$$

$$K_{2_Achse_K3} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{Achse_K3}}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)} \quad K_{2_Achse_K3} = 0.935$$

$$K_{F\sigma_Achse_K3} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{Rz_{Achse_K3}}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_B \cdot K_{1_Achse_K3}}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right)$$

$$K_{V_Achse_K3} := 1$$

$$K_{\sigma_Achse_K3} := \left(\frac{\beta_{\sigma_Achse_K3}}{K_{2_Achse_K3}} + \frac{1}{K_{F\sigma_Achse_K3}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V_Achse_K3}} \quad K_{\sigma_Achse_K3} = 2.546$$

Für die Berechnung der Vergleichsmittelspannung wird Fall 2 gewählt

$$H_{Achse_K3} := \frac{\sigma_{bm_Achse_K3}^3}{|\sigma_{bm_Achse_K3}|}$$

$$\sigma_{mv_Achse_K3} := \frac{H_{Achse_K3}}{|H_{Achse_K3}|} \cdot \sqrt{|H_{Achse_K3}|}$$

$$\sigma_{bWK_Achse_K3} := \frac{\sigma_{bW} \cdot K_{1_Achse_K3}}{K_{\sigma_Achse_K3}}$$

$$K_{2F_Achse_K3} := 1.2 \quad \text{bei einer Vollwelle ist der Wert für Biegung und Torsion gleich}$$

$$\gamma_{F_b_Achse_K3} := 1.10 \quad \text{Für alpha und beta größer 2}$$

$$\sigma_{bFK_Achse_K3} := K_{1_Achse_K3}^2 \cdot K_{2F_Achse_K3} \cdot \gamma_{F_b_Achse_K3} \cdot \sigma_S \quad \sigma_{bFK_Achse_K3} = (1.022 \cdot 10^9) \text{ Pa}$$

$$\psi_{b\sigma K_Achse_K3} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K3}}{2 \cdot K_{1_Achse_K3} \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK_Achse_K3}} \quad \psi_{b\sigma K_Achse_K3} = 0.109$$

$$\frac{\sigma_{mv_Achse_K3}}{\sigma_{ba_Achse_K3}} \leq \frac{\sigma_{bFK_Achse_K3} - \sigma_{bWK_Achse_K3}}{\sigma_{bWK_Achse_K3} - \sigma_{bFK_Achse_K3} \cdot \psi_{b\sigma K_Achse_K3}} = 1$$

$$\sigma_{bADK_Achse_K3} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K3}}{1 + \psi_{b\sigma K_Achse_K3} \cdot \frac{\sigma_{mv_Achse_K3}}{\sigma_{ba_Achse_K3}}}$$

$$S_{DB_Achse_K3} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba_Achse_K3}}{\sigma_{bADK_Achse_K3}}\right)^2}} = 5.506$$

$$S_{Fmax_Achse_K3} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax_Achse_K3}}{\sigma_{bFK_Achse_K3}}\right)^2}} = 4.046$$

Kerbe 4:

Geometrie Abmessungen:

$$D_{Achse_K4} := 24 \text{ mm} \quad 20 \text{ mm} \quad Rz_{Achse_K4} := 50 \text{ } \mu\text{m}$$

$$d_{Achse_K4} := 16 \text{ mm} \quad 16 \text{ mm}$$

$$r_{Achse_K4} := 0.6 \text{ mm}$$

$$t_{Achse_K4} := \frac{D_{Achse_K4} - d_{Achse_K4}}{2} = 4 \text{ mm}$$

Wirkende Spannungen:

$$M_{bm_Achse_K4} := \frac{M_{b_Achse}(41.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A = 7.888 \text{ J}$$

$$M_{ba_Achse_K4} := \frac{M_{b_Achse}(41.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A$$

$$W_{b_Achse_K4} := \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{Achse_K4}^4}{d_{Achse_K4}}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K4} := \frac{M_{ba_Achse_K4}}{W_{b_Achse_K4}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K4} := \frac{M_{bm_Achse_K4}}{W_{b_Achse_K4}}$$

$$\sigma_{b_Achse_K4} := \sigma_{ba_Achse_K4} + \sigma_{bm_Achse_K4}$$

$$M_{bm_Achse_K4_max} := M_{bm_Achse_K4} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$M_{ba_Achse_K4_max} := M_{ba_Achse_K4} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K4_max} := \frac{M_{ba_Achse_K4_max}}{W_{b_Achse_K4}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K4_max} := \frac{M_{bm_Achse_K4_max}}{W_{b_Achse_K4}}$$

$$\sigma_{bmax_Achse_K4} := \sigma_{bm_Achse_K4_max} + \sigma_{ba_Achse_K4_max}$$

Gesamteinflussfaktor für Biegung2

$$\frac{d_{Achse_K4}}{D_{Achse_K4}} > 0.67 = 0$$

$$r_{Achse_K4} > 0 = 1$$

wenn beides >1 dann kann phi wie
angeschrieben $\frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_{K4}}{r_{K4}} + 2}}$ verwendet

$$\phi_{Achse_K4} := 0$$

$$4 \cdot \sqrt{\frac{t_{K4}}{r_{K4}} + 2}$$

werden sonst ist phi = 0

$$G'_{Achse_b_K4} := \frac{2.3 \cdot (1 + \phi_{Achse_K4})}{r_{Achse_K4}}$$

$$n_{Achse_K4} := 1 + \sqrt{G'_{Achse_b_K4} \cdot \text{mm} \cdot 10^{-\left(0.33 + \frac{\sigma_s}{712 \frac{N}{\text{mm}^2}}\right)}}$$

$$\alpha_{\sigma_Achse_K4} := 1 + \frac{1}{\sqrt{0.62 \cdot \frac{r_{Achse_K4}}{t_{Achse_K4}} + 11.6 \cdot \frac{r_{Achse_K4}}{d_{Achse_K4}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r_{Achse_K4}}{d_{Achse_K4}}\right)^2 + 0.2 \cdot \left(\frac{r_{Achse_K4}}{t_{Achse_K4}}\right)^3 \cdot \frac{d_{Achse_K4}}{D_{Achse_K4}}}}$$

$$\alpha_{\sigma_Achse_K4} = 2.295$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K4} := \frac{\alpha_{\sigma_Achse_K4}}{n_{Achse_K4}} \quad \text{Kerbwirkungszahl mit bekannter Formzahl}$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K4} = 2.168$$

$$K_{1_Achse_K4} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{D_{Achse_K4}}{16 \text{ mm}}\right)$$

$$K_{1_Achse_K4} = 0.954$$

$$K_{2_Achse_K4} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{Achse_K4}}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)}$$

$$K_{2_Achse_K4} = 0.949$$

$$K_{F\sigma_Achse_K4} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{Rz_{Achse_K4}}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_B \cdot K_{1_Achse_K4}}{20 \frac{N}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right)$$

$$K_{V_Achse_K4} := 1$$

$$K_{\sigma_Achse_K4} := \left(\frac{\beta_{\sigma_Achse_K4}}{K_{2_Achse_K4}} + \frac{1}{K_{F\sigma_Achse_K4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V_Achse_K4}}$$

$$K_{\sigma_Achse_K4} = 2.679$$

Für die Berechnung der Vergleichsmittelspannung wird Fall 2 gewählt

$$H_{Achse_K4} := \frac{\sigma_{bm_Achse_K4}^3}{|\sigma_{bm_Achse_K4}|}$$

$$\sigma_{mv_Achse_K4} := \frac{H_{Achse_K4}}{|H_{Achse_K4}|} \cdot \sqrt{|H_{Achse_K4}|}$$

$$\sigma_{bWK_Achse_K4} := \frac{\sigma_{bW} \cdot K_{1_Achse_K4}}{K_{\sigma_Achse_K4}}$$

$$K_{2F_Achse_K4} := 1.2 \quad \text{bei einer Vollwelle ist der Wert für Biegung und Torsion gleich}$$

$$\gamma_{F_b_Achse_K4} := 1.10 \quad \text{Für alpha und beta größer 2}$$

$$\sigma_{bFK_Achse_K4} := K_{1_Achse_K4}^2 \cdot K_{2F_Achse_K4} \cdot \gamma_{F_b_Achse_K4} \cdot \sigma_S$$

$$\sigma_{bFK_Achse_K4} = (1.022 \cdot 10^9) \text{ Pa}$$

$$\psi_{b\sigma K_Achse_K4} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K4}}{2 \cdot K_{1_Achse_K4} \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK_Achse_K4}}$$

$$\psi_{b\sigma K_Achse_K4} = 0.103$$

$$\frac{\sigma_{mv_Achse_K4}}{\sigma_{ba_Achse_K4}} \leq \frac{\sigma_{bFK_Achse_K4} - \sigma_{bWK_Achse_K4}}{\sigma_{bWK_Achse_K4} - \sigma_{bFK_Achse_K4} \cdot \psi_{b\sigma K_Achse_K4}} = 1$$

$$\sigma_{bADK_Achse_K4} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K4}}{1 + \psi_{b\sigma K_Achse_K4} \cdot \frac{\sigma_{mv_Achse_K4}}{\sigma_{ba_Achse_K4}}}$$

$$S_{DB_Achse_K4} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba_Achse_K4}}{\sigma_{bADK_Achse_K4}} \right)^2}} = 9.879$$

$$S_{Fmax_Achse_K4} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax_Achse_K4}}{\sigma_{bFK_Achse_K4}} \right)^2}} = 7.595$$

Kerbe 5:

Geometrie Abmessungen:

$$D_{Achse_K5} := 20 \text{ mm}$$

$$Rz_{Achse_K5} := 50 \text{ } \mu\text{m}$$

$$d_{Achse_K5} := 19.2 \text{ mm}$$

$$r_{Achse_K5} := 0.5 \text{ mm}$$

$$t_{Achse_K5} := \frac{D_{Achse_K5} - d_{Achse_K5}}{2} = 0.4 \text{ mm}$$

$$m_{Achse_K5} := 1.3 \text{ mm}$$

Wirkende Spannungen:

$$M_{bm_Achse_K5} := \frac{M_{b_Achse}(14.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A = 20.908 \text{ J}$$

$$M_{ba_Achse_K5} := \frac{M_{b_Achse}(14.5 \text{ mm})}{2} \cdot K_A = 20.908 \text{ J}$$

$$W_{b_Achse_K5} := \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{Achse_K5}^4}{d_{Achse_K5}}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K5} := \frac{M_{ba_Achse_K5}}{W_{b_Achse_K5}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K5} := \frac{M_{bm_Achse_K5}}{W_{b_Achse_K5}}$$

$$\sigma_{b_Achse_K5} := \sigma_{ba_Achse_K5} + \sigma_{bm_Achse_K5}$$

$$M_{bm_Achse_K5_max} := M_{bm_Achse_K5} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$M_{ba_Achse_K5_max} := M_{ba_Achse_K5} \cdot \frac{K_S}{K_A}$$

$$\sigma_{ba_Achse_K5_max} := \frac{M_{ba_Achse_K5_max}}{W_{b_Achse_K5}}$$

$$\sigma_{bm_Achse_K5_max} := \frac{M_{bm_Achse_K5_max}}{W_{b_Achse_K5}}$$

$$\sigma_{bmax_Achse_K5} := \sigma_{bm_Achse_K5_max} + \sigma_{ba_Achse_K5_max}$$

Gesamteinflussfaktor für Biegung2

$$K_{1_Achse_K5} := 1 - 0.26 \cdot \log \left(\frac{D_{Achse_K4}}{16 \text{ mm}} \right)$$

$$K_{2_Achse_K5} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log \left(\frac{d_{Achse_K5}}{7.5 \text{ mm}} \right)}{\log(20)}$$

$$\rho_{Stern} := 10 \left(0.514 + 0.00152 \cdot \frac{\sigma_s}{\text{mm}^2} \right) \cdot \text{mm}$$

$$r_{f_Achse_K5} := r_{Achse_K5} + 2.9 \cdot \rho_{Stern}$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K5_Stern_dbk} := 0.9 \cdot \left(1.14 + 1.08 \cdot \sqrt{\frac{t_{Achse_K5}}{r_{f_Achse_K5}}} \right)$$

$$\frac{m_{Achse_K5}}{t_{Achse_K5}} = 3.25$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K5_dbk} := \beta_{\sigma_Achse_K5_Stern_dbk}$$

$$K_{3_Achse_K5} := 1 - 0.2 \cdot \log \left(\beta_{\sigma_Achse_K5_dbk} \right) \cdot \frac{\log \left(\frac{d_{Achse_K5}}{7.5 \text{ mm}} \right)}{\log(20)}$$

$$K_{3_Achse_K5_dbk} := 1 - 0.2 \cdot \log \left(\beta_{\sigma_Achse_K5_dbk} \right) \cdot \frac{\log \left(\frac{30 \cdot \text{mm}}{7.5 \text{ mm}} \right)}{\log(20)}$$

$$\beta_{\sigma_Achse_K5} := \beta_{\sigma_Achse_K5_dbk} \cdot \frac{K_{3_Achse_K5_dbk}}{K_{3_Achse_K5}}$$

$$K_{V_Achse_K5} := 1$$

$$K_{F\sigma_Achse_K5_Rz} := 1 - 0.22 \cdot \log \left(\frac{Rz_{Achse_K5}}{\mu\text{m}} \right) \cdot \left(\log \left(\frac{\sigma_B}{20 \frac{N}{\text{mm}^2}} \right) - 1 \right)$$

$$K_{F\sigma_Achse_K5_RzB} := 1 - 0.22 \cdot \log \left(\frac{20 \mu\text{m}}{\mu\text{m}} \right) \cdot \left(\log \left(\frac{\sigma_B}{20 \frac{N}{\text{mm}^2}} \right) - 1 \right)$$

$$K_{F\sigma_Achse_K5} := \frac{K_{F\sigma_Achse_K5_Rz}}{K_{F\sigma_Achse_K5_RzB}}$$

$$K_{\sigma_Achse_K5} := \left(\frac{\beta_{\sigma_Achse_K5}}{K_{2_Achse_K5}} + \frac{1}{K_{F\sigma_Achse_K5}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V_Achse_K5}}$$

Für die Berechnung der Vergleichsmittelspannung wird Fall 2 gewählt

$$H_{Achse_K5} := \frac{\sigma_{bm_Achse_K5}^3}{|\sigma_{bm_Achse_K5}|}$$

$$\sigma_{mv_Achse_K5} := \frac{H_{Achse_K5}}{|H_{Achse_K5}|} \cdot \sqrt{|H_{Achse_K5}|}$$

$$\sigma_{bWK_Achse_K5} := \frac{\sigma_{bW} \cdot K_{1_Achse_K5}}{K_{\sigma_Achse_K5}}$$

$K_{2F_Achse_K5} := 1.2$ bei einer Vollwelle ist der Wert für Biegung und Torsion gleich

$\gamma_{F_b_Achse_K5} := 1.10$ Für alpha und beta größer 2

$$\sigma_{bFK_Achse_K5} := K_{1_Achse_K5}^2 \cdot K_{2F_Achse_K5} \cdot \gamma_{F_b_Achse_K5} \cdot \sigma_S$$

$$\sigma_{bFK_Achse_K5} = (1.022 \cdot 10^9) \text{ Pa}$$

$$\psi_{b\sigma K_Achse_K5} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K5}}{2 \cdot K_{1_Achse_K5} \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK_Achse_K5}}$$

$$\frac{\sigma_{mv_Achse_K5}}{\sigma_{ba_Achse_K5}} \leq \frac{\sigma_{bFK_Achse_K5} - \sigma_{bWK_Achse_K5}}{\sigma_{bWK_Achse_K5} - \sigma_{bFK_Achse_K5} \cdot \psi_{b\sigma K_Achse_K5}} = 1$$

$$\sigma_{bADK_Achse_K5} := \frac{\sigma_{bWK_Achse_K5}}{1 + \psi_{b\sigma K_Achse_K5} \cdot \frac{\sigma_{mv_Achse_K5}}{\sigma_{ba_Achse_K5}}}$$

$$S_{DB_Achse_K5} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba_Achse_K5}}{\sigma_{bADK_Achse_K5}} \right)^2}} = 8.106$$

$$S_{Fmax_Achse_K5} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax_Achse_K5}}{\sigma_{bFK_Achse_K5}}\right)^2}} = 4.951$$

Hülsen IGUS

$$\sigma_{Druckfestigkeit} := 78 \text{ MPa} = 78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Achse-Führung

$$d_{Achse_Führung} := 16 \text{ mm}$$

$$l_{Bolzen_Achse_Führung} := 11 \text{ mm}$$

$$A_{projiziert_Achse} := d_{Achse_Führung} \cdot l_{Bolzen_Achse_Führung}$$

$$\sigma_{Druck_tat_Achse} := \frac{F_{Achse}}{A_{projiziert_Achse}} = -22.765 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Welle-Führung

$$d_{Welle_Führung} := 18 \text{ mm}$$

$$l_{Bolzen_Welle_Führung} := 8 \text{ mm}$$

$$A_{projiziert_Welle} := d_{Welle_Führung} \cdot l_{Bolzen_Welle_Führung}$$

$$\sigma_{Druck_tat_Welle} := \frac{F_{QR}}{A_{projiziert_Welle}} = -5.556 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Kolben - Führung

$$d_{Kolben_Führung} := 18 \text{ mm}$$

$$l_{Bolzen_Kolben_Führung} := 8 \text{ mm}$$

$$A_{projiziert_Kolben} := d_{Kolben_Führung} \cdot l_{Bolzen_Kolben_Führung}$$

$$\sigma_{Druck_tat_Kolben} := \frac{F_N}{A_{projiziert_Kolben}} = -5.509 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nachweis der Stiftverbindung

$$r_{\text{ritzel_bolzen}} := 2 \text{ mm}$$

$$\omega_{\text{mensch}} := 2 \cdot \pi \cdot \frac{80}{60} \cdot \frac{1}{\text{s}} = 8.378 \frac{1}{\text{s}}$$

$$A_{\text{ritzel_bolzen}} := r_{\text{ritzel_bolzen}}^2 \cdot \pi = 12.566 \text{ mm}^2$$

$$M_{\text{mensch}} := \frac{P_{\text{mensch}}}{\omega_{\text{mensch}}} = 23.873 \text{ J}$$

$$F_{\text{ritzel_bolzen_gesamt_max}} := \frac{M_{\text{mensch}} \cdot K_S}{29 \text{ mm}} = (4.939 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_{\text{ritzel_bolzen_max}} := \frac{F_{\text{ritzel_bolzen_gesamt_max}}}{6} = 823.215 \text{ N}$$

$$\tau_{\text{ritzel_bolzen_max}} := \frac{F_{\text{ritzel_bolzen_max}}}{A_{\text{ritzel_bolzen}}} = 65.509 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\text{zul}} := 290 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{Bolzen}} := \frac{\tau_{\text{zul}}}{\tau_{\text{ritzel_bolzen_max}}} = 4.427$$

Welle

$$S_{DB_K1} = 6.56$$

$$S_{Fmax_K1} = 4.814$$

Achse

$$S_{DB_Achse_K1} = 10.895$$

$$S_{Fmax_Achse_K1} = 8.135$$

$$S_{DB_Achse_K2} = 7.635$$

$$S_{Fmax_Achse_K2} = 6.499$$

$$S_{DB_Achse_K3} = 5.506$$

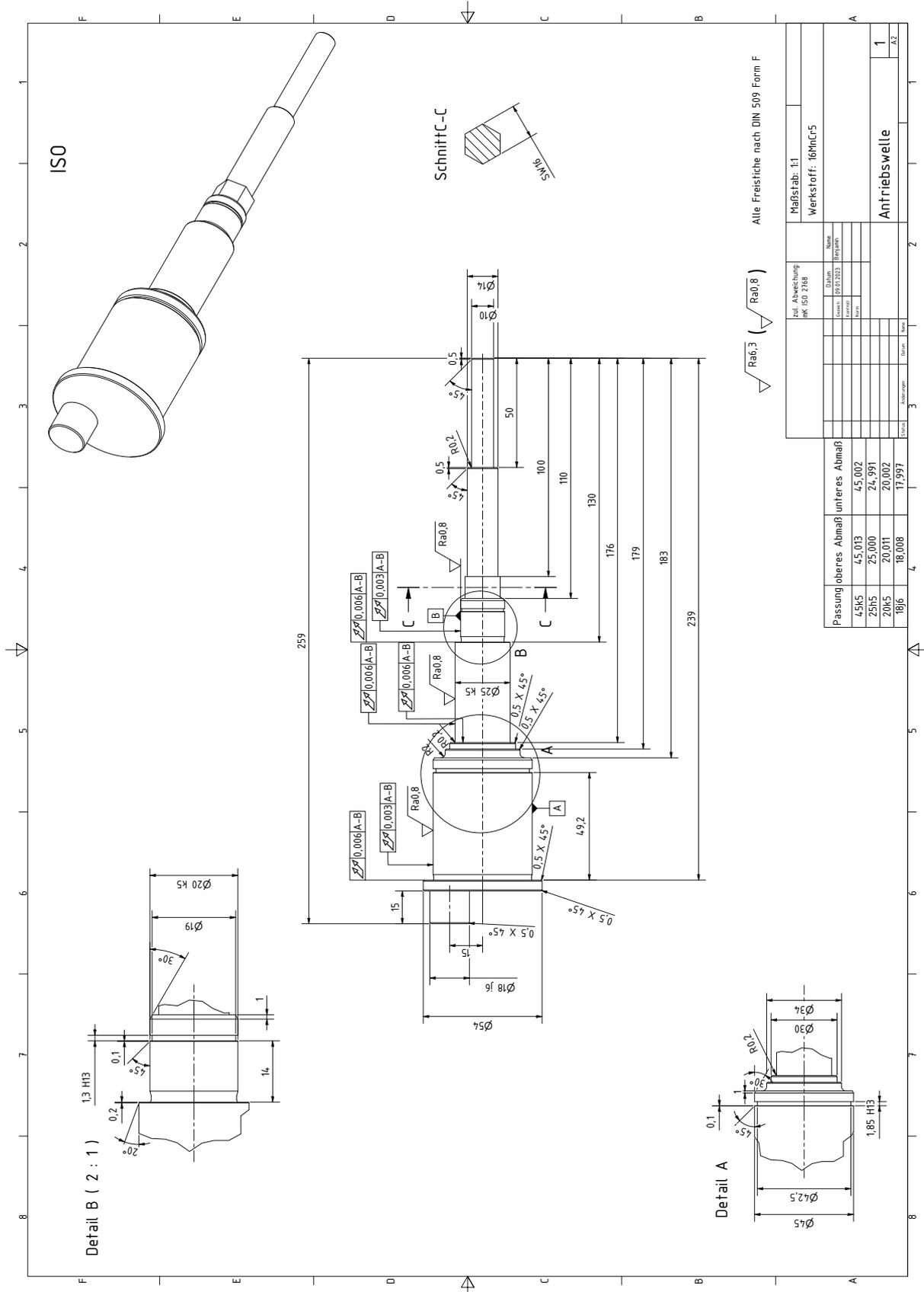
$$S_{Fmax_Achse_K3} = 4.046$$

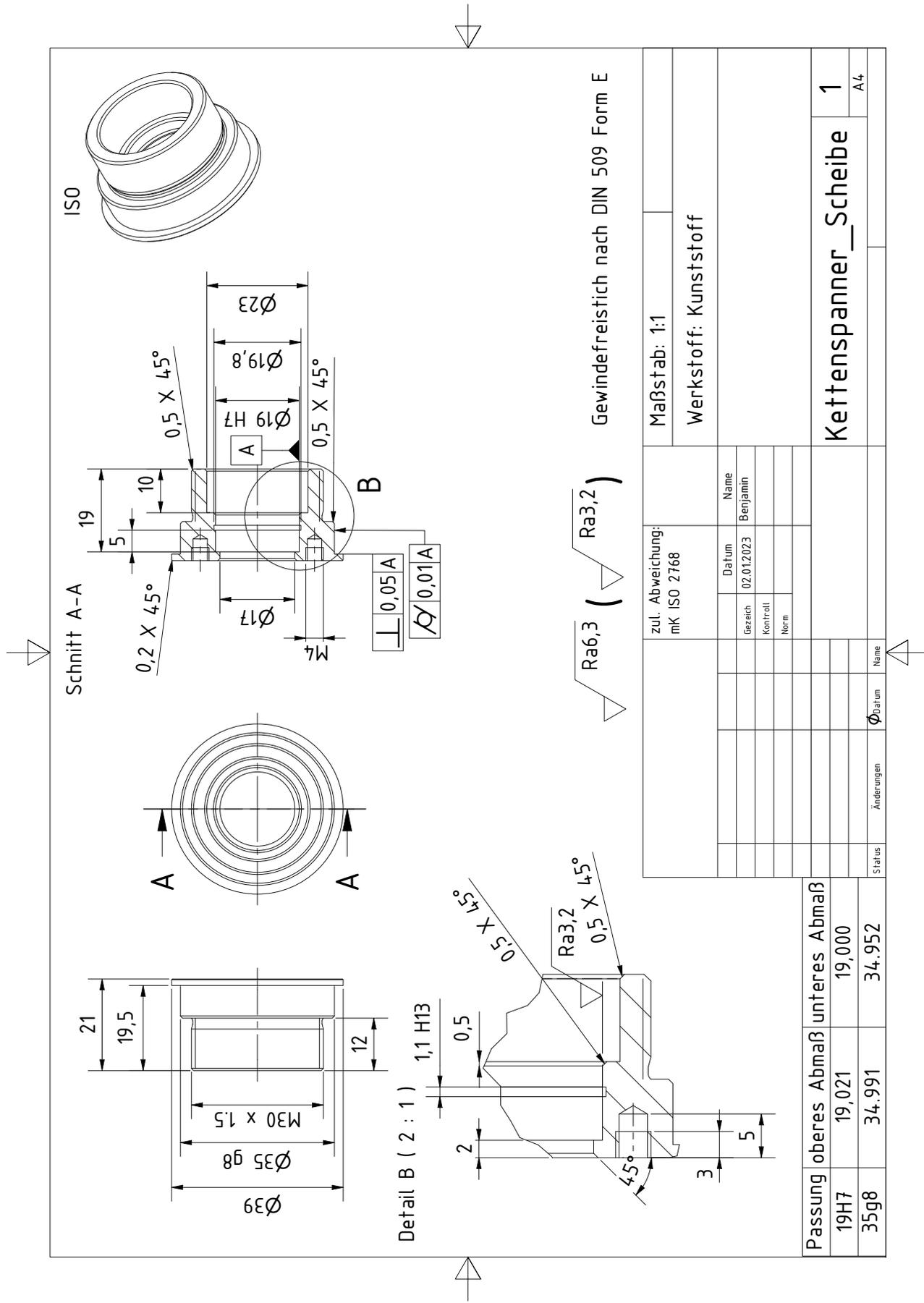
$$S_{DB_Achse_K4} = 9.879$$

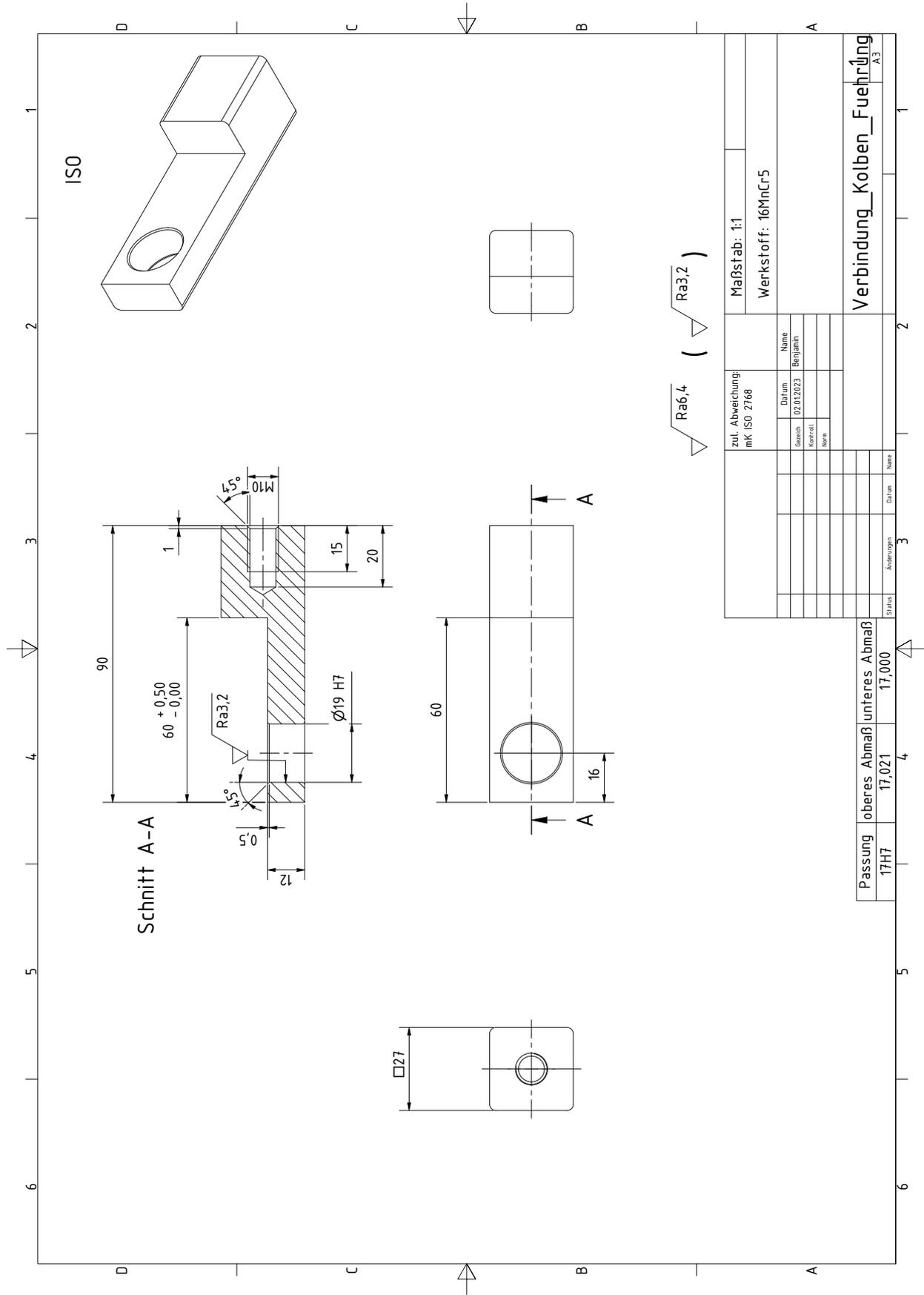
$$S_{Fmax_Achse_K4} = 7.595$$

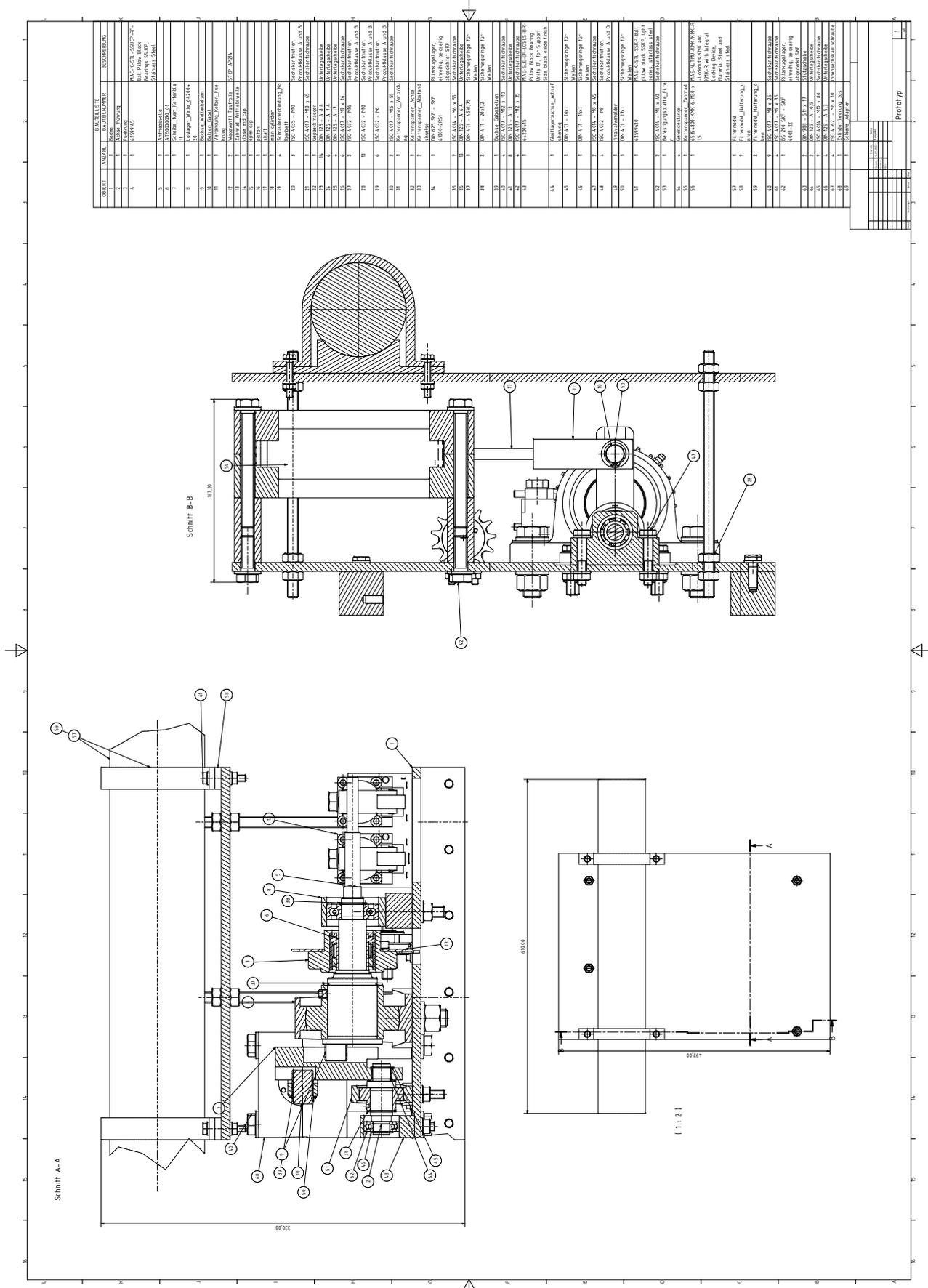
$$S_{DB_Achse_K5} = 8.106$$

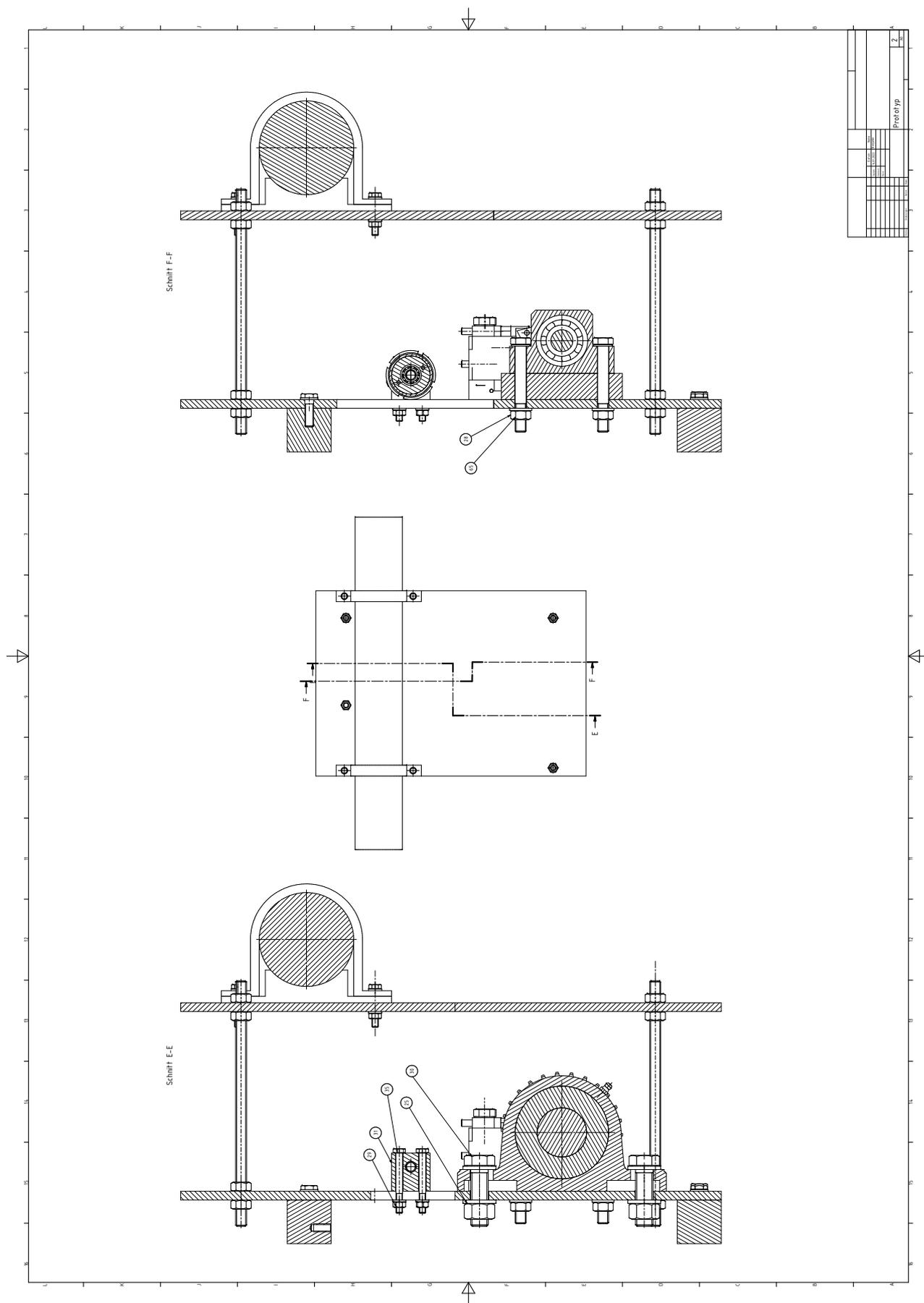
$$S_{Fmax_Achse_K5} = 4.951$$

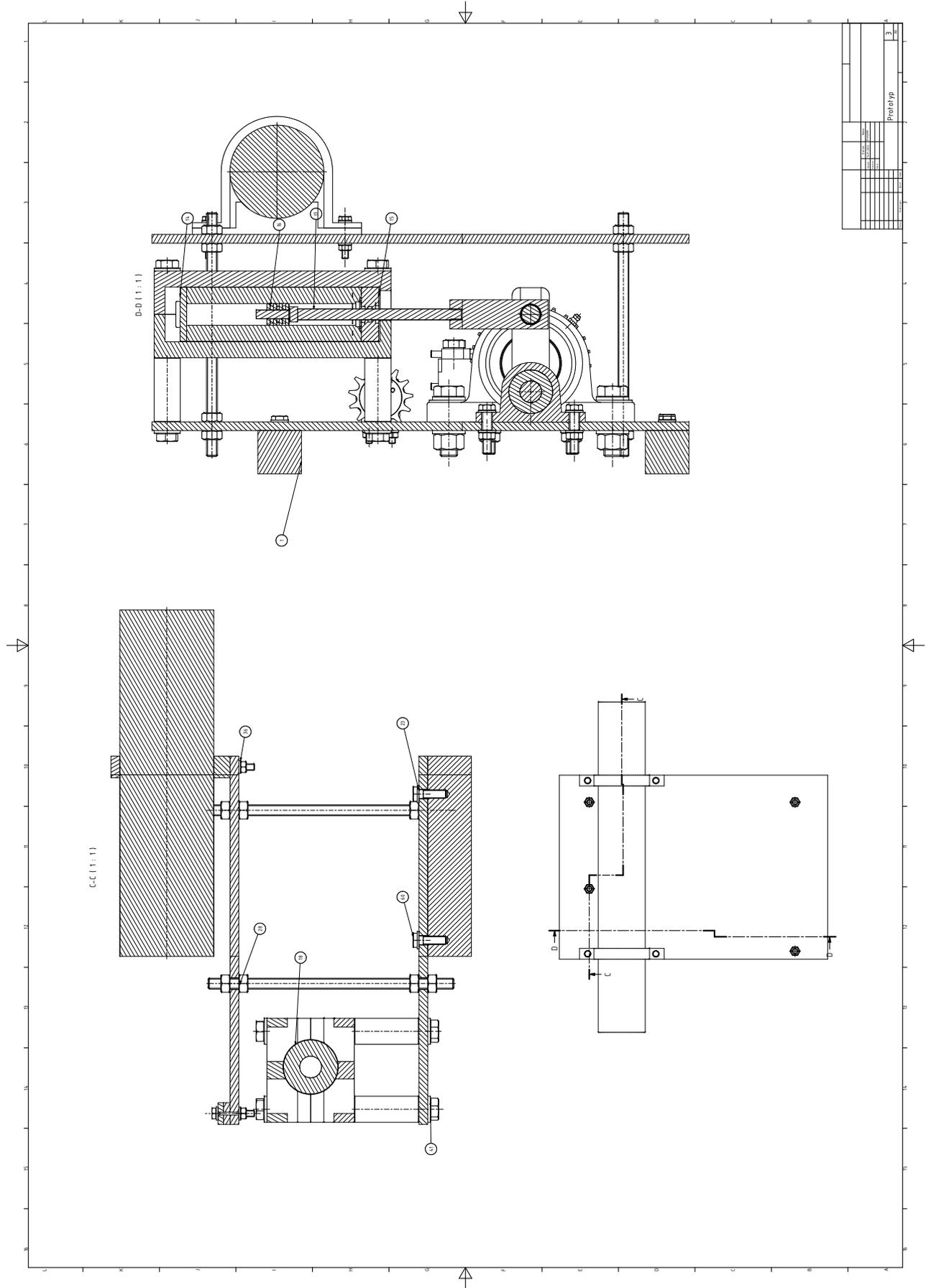


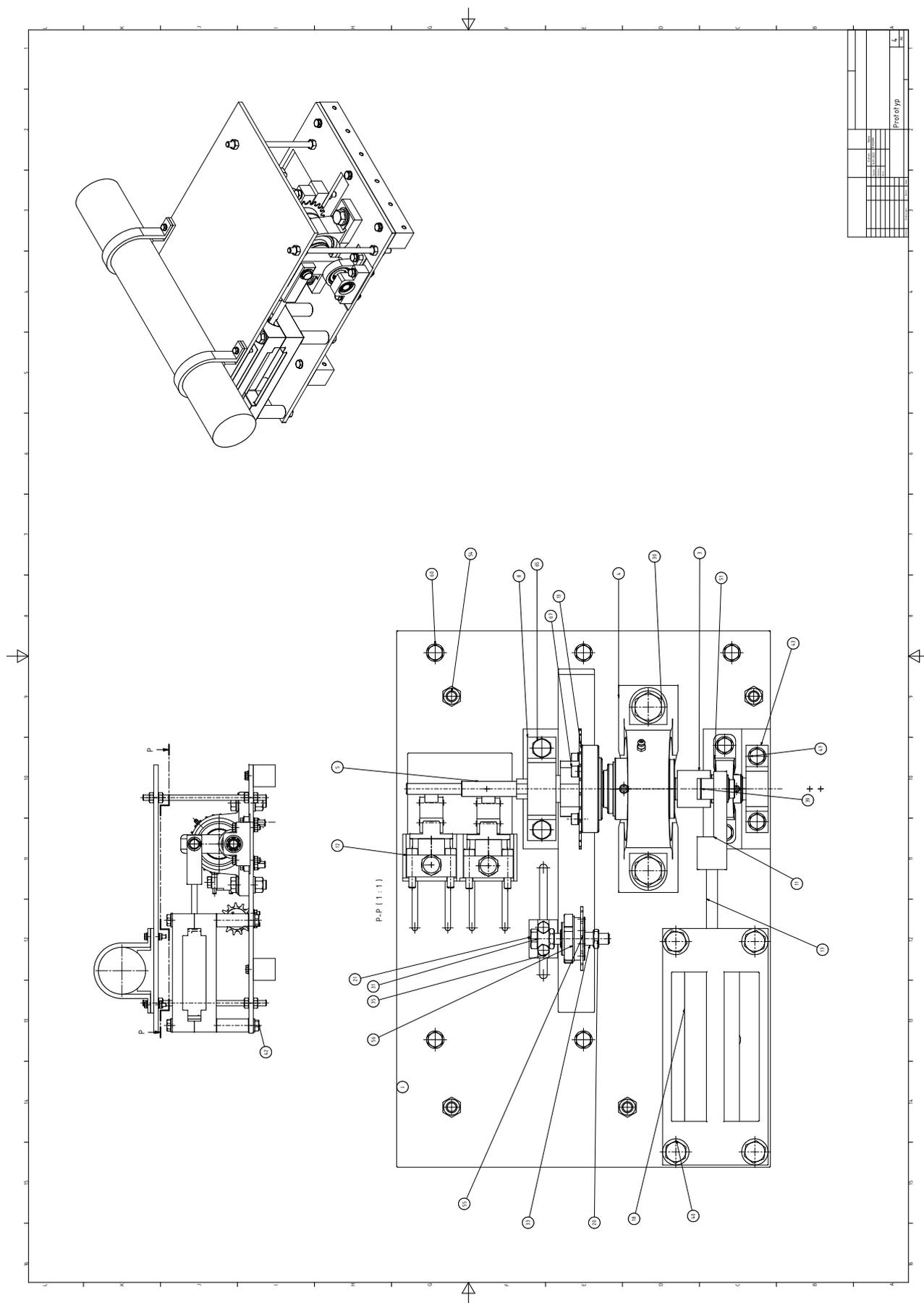












Appendix D

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Bauteil Bezeichnung	Herstellerbezeichnung	Artikelnummer	Zulieferer
Festlager Welle	Kugel-Stehlager SSUCP	62599145	MÄDLER
Loslager Welle	Stehlagereinheiten EF, für Loslagerseite, brüniert	64200420	MÄDLER
Festlager Achse	Kugel-Stehlager KP 004 Bohrung 20mm Gehäuse aus Zink-Druckguss	62562000	MÄDLER
Loslager Achse	Stehlagereinheit EF 15 Bohrung 15mm Gehäuse aus Stahl brüniert	64200415	MÄDLER
Freilauf	KOMPLETTFREILAUF FPD	fpd437z	GMN
Kettenblatt Antriebswelle	Shimano DEORE Kettenblatt für FC-M590/591 26 Zähne	10067297	BIKE-Discoun
Kettenblatt Spanner	Shimano SS-7600 Dura-Ace Track Sprocket - Bahnritzel	12519	Singlespeedshop
Kette	Shimano ALIVIO CN-HG40 6/7/8-fach Kette	20015064	BIKE-Discoun
Wellenmutter	Nutmutter mit integrierter Sicherung KMK 6 Gewinde M30x1,5	65354800	MÄDLER
Gleitlager Achse/Führung	iglidur® G, zylindrisches Gleitlager mit Bund, mm	GFM-1618-12	IGUS
Gleitlager Verbindung Kolben	iglidur® G, zylindrisches Gleitlager mit Bund, mm	GFM-1719-07	IGUS
Gleitlager Weellenbolzen	iglidur® G, zylindrisches Gleitlager, mm	GSM-1820-15	IGUS