



Bachelorarbeit

Konstruktion zweier Druckbehälter für eine
hochwertige Siebträgermaschine

Construction of two Pressure Tanks for a High Quality
Espresso Machine

Tobias Tritschler

Erklärung zur Bachelorarbeit

Hiermit wird erklärt, dass die Arbeit mit obigem Thema selbständig verfasst und noch nicht anderweitig für Prüfungszwecke vorgelegt wurde. Weiterhin sind keine anderen als die angegebenen Quellen oder Hilfsmittel verwendet und wörtliche sowie sinngemäße Zitate als solche gekennzeichnet worden.

Abstract

Ziel der vorliegenden Arbeit ist zum einen die Konstruktion eines Versuchsaufbaus für einen Dampfboiler mit einem Zylinder aus Borosilikatglas, um zu prüfen, ob dieser Werkstoff als Boilermaterial geeignet ist. Zum anderen befasst sich die Arbeit mit der Konstruktion eines geschweißten Kaffeeboilers aus Edelstahl, der mit einem kleinen Volumen und mit einem leistungsstarken Heizelement ausgestattet wird, um möglichst kurze Aufheizzeiten zu erreichen.

The aim of this bachelor thesis is on the one hand the construction of an experimental setup of a steam boiler made out of borosilicate glass to prove the application of this material for the boiler. On the other hand the bachelor thesis covers the construction of a welded coffee boiler made out of stainless steel, which will be equipped with a small volume and a powerful heater to achieve a short heating time.

Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen

Basisgrößen:

$\frac{K}{S}$	$\frac{N}{mm^2}$	Zulässige Spannung
Δ	–	Änderung
α	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangszahl
λ	$\frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit
A	mm^2	Fläche
C	–	Berechnungsbeiwert
E	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
M	Nm	Drehmoment
Q	J	Wärmemenge
R	$\frac{N}{mm^2}$	Werkstoffkennwert
S	–	Sicherheitsfaktor
T	K	Temperatur
W	mm	Wärmedurchgangszahl
b	–	Faktor zur Berücksichtigung der Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannung in Fügeverbindung
c	mm	Zuschlag
d	mm	Durchmesser
f	mm	Betrag
k	–	Anziehungsfaktor
l	mm	Länge

n	–	Anzahl Schrauben
p	$\frac{N}{mm^2}$	Druck
r	mm	Radius
s	mm	Wanddicke
ϕ	–	Kraftverhältnis von Zusatzkraft zu Betriebskraft
ν	–	Poissonzahl
α	$\frac{1}{K}$	Längenausdehnungskoeffizient
β	–	Nachgiebigkeitsfaktor
η	–	Wirkungsgrad
σ	$\frac{N}{mm^2}$	Spannung

Indizes

A	Anzieh-
a	Außen
abn	Abnutzung
B	Betriebs-
Bo	Boden
D	Dichtung-
fPTFE	Fließen des PTFE
i	Innen
Iso	Isolierung
K	Klemm
l	Längs-
Luft	Luft
M	Montage-
min	Mindest-
P	Bauteil-
p	Druck-
PT	Bauteil bei erhöhter Temperatur
PV	Bauteil durch Vorspannung bei Raumtemperatur
PVT	Bauteil durch Vorspannung bei erhöhter Temperatur
R	Reduktionsfaktor
r	Radial-
Rest	Rest-
S	Schraube
ST	Schraube bei erhöhter Temperatur
St	Stahl
su	Wandickenunterschreitung
SV	Schraube durch Vorspannung bei Raumtemperatur

SVT	Schraube durch Vorspannung bei erhöhter Temperatur
u	Umfangs-
Umgebung	Umgebungs-
v	Vergleichs-
V	Vorspannung bei Raumtemperatur
Verl	Verlust-
VT	Vorspannung bei erhöhter Temperatur
W	Wand
w	Wärme-
Wa	Wandaußenseite
Wasser	Wasser
Wi	Wandinnenseite
wWa	Wärme Wandaußenseite
wWi	Wärme Wandinnenseite
Z	Setz-
Z1A	Zylinder 1 Außen
Z1I	Zylinder 1 Innen
Z2A	Zylinder 2 Außen
Z2I	Zylinder 2 Innen
σ	Spannungs-

Abkürzungsverzeichnis

bspw.	beispielsweise
CAD	Computer Aided Design
d.h.	das heißt
etc.	et cetera
PTFE	Polytetrafluorethylen
STEP	Standard for the Exchange of Product Model Data
z.B.	zum Beispiel

Inhaltverzeichnis

Erklärung zur Bachelorarbeit	II
Abstract.....	III
Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen	IV
Abkürzungsverzeichnis	VI
Inhaltverzeichnis	VII
1 Einleitung	1
2 Das Projekt „labortechnische Siebträgermaschine“	1
3 Gesetzliche Vorgaben für Druckbehälter.....	2
4 Entwicklung des Dampfboiler-Versuchsaufbaus.....	3
4.1 Aufgabe und Anforderungen.....	3
4.2 Funktionsweise des Dampfboilers	4
4.3 Konzeptentwicklung des Dampfboilers	4
4.4 Auslegung des Dampfboilers	6
4.4.1 Gesetzliche Anforderungen an den Dampfboiler.....	6
4.4.2 Festigkeitsberechnung.....	7
4.4.3 Aufheizsimulation	15
4.4.4 Wärmespannungen	20
4.4.5 Dehnschraubenberechnung	21
4.4.6 Auslegung der Dichtungen.....	28
4.5 Versuchsaufbau	30
4.6 Temperaturdifferenzberechnung	33
4.7 Versuchsdurchführung	34
4.8 Zusammenfassung und Ausblick	35
5 Entwicklung des Kaffeeboilers	36
5.1 Aufgabe und Anforderungen.....	36
5.2 Funktionsweise des Kaffeeboilers.....	36
5.3 Konzeptentwicklung des Kaffeeboilers.....	37
5.3.1 Erstes Konzept des Kaffeeboilers	37
5.3.2 Zweites Konzept des Kaffeeboilers.....	38
5.3.3 Drittes Konzept des Kaffeeboilers	39
5.3.4 Bewertung der Konzepte und Auswahl des finalen Konzepts	40

5.4	Auslegung des Kaffeeboilers.....	40
5.4.1	Gesetzliche Anforderungen an Kaffeeboiler.....	40
5.4.2	Festigkeitsberechnung.....	41
5.4.3	Schweißnahtberechnung.....	44
5.4.4	Schraubenberechnung.....	44
5.4.5	Auslegung der Dichtung.....	44
5.4.6	Heizleistungsrechnung.....	45
5.5	Finaler Entwurf.....	46
5.6	Prototyp.....	47
5.7	Zusammenfassung und Ausblick.....	49
6	Literaturverzeichnis.....	50
7	Abbildungsverzeichnis.....	52
8	Tabellenverzeichnis.....	52
9	Anhang.....	53

1 Einleitung

Der Konsum von Kaffee hat in unserer Gesellschaft einen besonders hohen Stellenwert. Entsprechend groß ist die Vielfalt der verfügbaren Kaffeemaschinen auf dem Markt. Diese reicht von den Siebträgermaschinen über die Filtermaschinen bis hin zu den Kaffeefullautomaten. Auch das Labor für Maschinendynamik der Fakultät 03 der Hochschule München entwickelt in Zusammenarbeit mit der „Kaffeewerkstatt München UG“ seit 2016 eine hochwertige Espressomaschine. Diese soll in naher Zukunft in Kleinserie produziert und an Kunden wie zum Beispiel kleine Cafés und Kaffeeröstereien verkauft werden. Ziel ist, mit dieser Maschine andere hochwertige Espressomaschinen abzubilden, d.h. sie soll in geschmacksgebenden Parametern wie Wassertemperatur, Dampfdruck, etc. präzise einstellbar sein. Die Entwicklung der Espressomaschine wurde in verschiedene Aufgaben unterteilt, welche im Rahmen von Abschluss- und Projektarbeiten bewältigt werden sollen. In dieser Arbeit wird der Festigkeitsnachweis nach Anhang 1 der Richtlinie 2014/68/EU für den Dampfboiler aus Borosilikatglas sowie den Kaffeeboiler aus Edelstahl geführt.

2 Das Projekt „labortechnische Siebträgermaschine“

Das Projekt der labortechnischen Espressomaschine wurde, wie bereits in der Einleitung erwähnt, im Jahre 2016 gestartet. Der Grund für diese Entwicklung ist, dass es auf dem Markt keine Espressomaschine gibt, die in allen geschmacksgebenden Größen einstellbar ist.

Das Grundkonzept entspricht dabei einer Espressomaschine mit einem Dual-Boiler-Konzept. Dies bedeutet, dass die Produktion des Heißwassers und des Dampfes in zwei getrennten Behältern stattfindet. Diese Variante ist zwar aufgrund des zusätzlichen Kessels teurer als die sogenannten Einkreis- und Zweikreissysteme, jedoch bietet diese auch einen bedeutenden Vorteil. Durch die Trennung von Dampf- und Heißwasserproduktion ist eine genaue und konstante Temperierung der jeweiligen Druckbehälter möglich [1].

Das Besondere an der labortechnischen Espressomaschine ist, dass die Temperatur des Wassers, welches in die Brühgruppe geleitet wird, durch die Mischung von heißem und kaltem Wasser erreicht wird. Dabei wird Wasser in einem Kaffeeboiler erhitzt und anschließend in einem Mischer mit kaltem Wasser vermischt. Durch ein variables Verhältnis des heißen und kalten Wassers kann die Temperatur exakt und schnell eingestellt werden.

3 Gesetzliche Vorgaben für Druckbehälter

Die gesetzliche Grundlage für die Auslegung und den Betrieb von Druckbehältern in der Europäischen Union bildet die „Richtlinie 2014/68/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 15. Mai 2014 zur Harmonisierung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bereitstellung von Druckgeräten auf dem Markt“ [2]. Die darin formulierten Anforderungen gelten für Druckbehälter, die einem maximalen Betriebsdruck größer $0,5 \text{ bar}$ bzw. $0,05 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ ausgesetzt sind. [2, Art. 1 Abs. 1 RL 2014/68/EU]. Dies trifft sowohl für den Dampfboiler zu, für den ein maximaler atmosphärischer Betriebsdruck von $2,7 \text{ bar}$ vereinbart wurde, als auch für den Kaffeeboiler, der mit einem maximalen atmosphärischen Betriebsdruck von 13 bar definiert wurde.

In den folgenden Kapiteln wird häufiger Bezug auf die Richtlinie 2014/68/EU genommen.

4 Entwicklung des Dampfboiler-Versuchsaufbaus

Im folgenden Abschnitt wird auf die Aufgabenstellung, die Konzeptfindung, sowie die rechnerische Auslegung des Dampfboilers aus Borosilikatglas eingegangen. Anschließend wird der Versuchsaufbau und die Versuchsdurchführung erläutert.

4.1 Aufgabe und Anforderungen

Der Dampfboiler soll, wie bereits in der Einleitung erwähnt, aus Borosilikatglas bestehen. Durch die Verwendung dieses Werkstoffs soll ein Design erreicht werden, das einem Röhrenverstärker entspricht. Zudem weist Borosilikatglas sehr gute thermische Eigenschaften auf. Mit einer Wärmeleitfähigkeit von $1,2 \frac{W}{m \cdot K}$ hat Borosilikatglas eine sehr stark isolierende Wirkung, welches den Aufheizprozess positiv beeinflusst [3]. Da dieses Material für solche Zwecke in der Regel nicht verwendet wird, soll ein Versuchsaufbau konstruiert werden, um die Temperaturen und Ausdehnungen des Dampfboilers genauer untersuchen zu können.

Der Dampfboiler soll in drei verschiedenen Größen ausgeführt werden. Die Volumina betragen dabei 1-, 1,5- sowie 3-Liter. Die drei Varianten sollen ebenfalls unterschiedliche Wandstärken besitzen und mit einem leistungsstarken Heizelement ausgestattet werden. Die Länge der Rohre soll 300 *mm* betragen.

Eine Anforderungsliste befindet sich in Anhang 02. Darin sind auch Standardteile definiert, die in der gesamten labortechnischen Siebträgermaschine verwendet werden. Dazu gehören die Leitungen für Wasser und Dampf aus Polytetrafluorethylen (PTFE) mit einem Außendurchmesser von 6 *mm* und einer Wandstärke von 1 *mm* sowie die passenden Anschlüsse der Firma AVS-Römer GmbH.

Nach dem Sammeln der Anforderungen folgt die Einteilung und Strukturierung einzelner Arbeitspakete mithilfe eines Projektplanes, der sich in Anhang 01 befindet.

4.2 Funktionsweise des Dampfboilers

Der Dampfboiler wird zu Beginn des Prozesses der Dampferzeugung mit Wasser befüllt. Der Füllstand, damit das Verhältnis von Dampfblase zu Wasser liegt, nach Aussage der Kaffeewerkstatt München UG, in der Regel bei 1:2. Im ersten Schritt wird das Heizelement eingeschaltet und beginnt das Wasser zu erhitzen. Bereits vor dem Erreichen des Siedepunktes, der durch die Temperatur und den Sättigungsdampfdruck charakterisiert ist, entsteht Wasserdampf. Man spricht vom sogenannten Verdunsten [4]. Durch die Entstehung von Wasserdampf baut sich in dem geschlossenen Behälter ein Druck auf, der sogenannte Dampfdruck. Anhand dieses Drucks, welcher abhängig von der Temperatur ist, wird der Dampferzeugungsprozess geregelt [5]. Wenn dieser einen Wert von ca. 2,7 bar bzw. $0,27 \frac{N}{mm^2}$ erreicht hat, liegt die Temperatur bei einem Wert von 403 K [6]. Zu diesem Zeitpunkt liegt ein Gleichgewicht vor. Das bedeutet, dass genau so viel Wasser verdampft, wie es auch kondensiert [7]. Dieser Wasserdampf wird über das Dampfrohr entnommen und weiter an die Dampfzange geleitet und steht für den Prozess des Milchaufschäumens bereit.

4.3 Konzeptentwicklung des Dampfboilers

Im nachfolgenden Abschnitt wird die Entwicklung des Konzeptes für den Dampfboiler beschrieben. Dieses wurde in regelmäßiger Absprache erstellt und weiterentwickelt.

Der erste Entwurf des Dampfboilers ist in Abbildung 1 dargestellt. Dabei wird das Borosilikatglasrohr mithilfe von vier Dehnschrauben mit Boden und Deckel verbunden. Grund für die Verwendung von Dehnschrauben ist die Ausdehnung von Werkstoffen bei erhöhter Temperatur. Diese sollen durch die Dehnung des Schraubenschaftes ausgeglichen werden. Zwischen Deckel und Zylinder bzw. Boden und Zylinder befindet sich jeweils eine Dichtung aus PTFE. Deckel und Boden sollen dabei aus Messing bestehen, da es ein leicht zu bearbeitendes Material ist. Das Heizelement, das Dampf- und das Steigrohr sowie der Temperatursensor werden von unten in den Boiler eingeführt. Die Befestigung dieser Bauteile erfolgt über sogenannte Klemmringverschraubungen. Das benötigte Sicherheits- und Antivakuumentil, sowie der Drucksensor werden in einen externen Würfel aus Messing integriert. Dies ermöglicht, auf zusätzliche Anschlüsse im Deckel verzichten zu können.

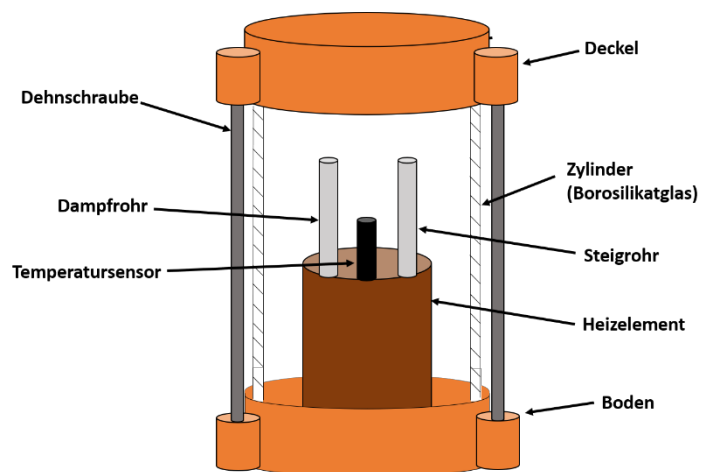


Abbildung 1: Erstes Dampfboiler-Konzept

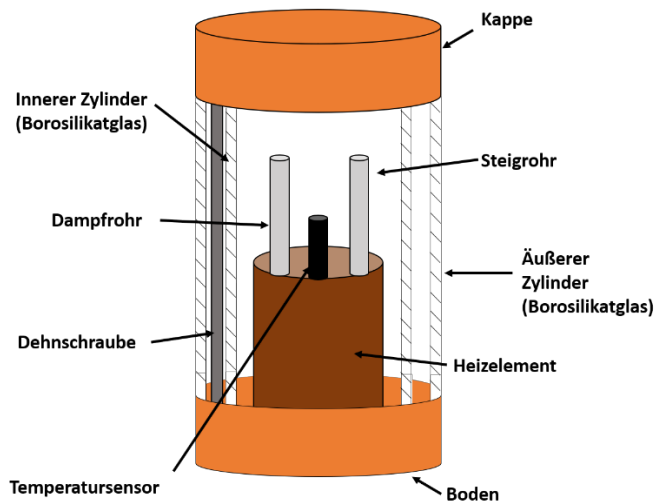


Abbildung 2: Überarbeitetes Dampfboiler-Konzept

Nach der Vorstellung des ersten Konzeptes wird dieses überarbeitet. Das Ergebnis ist in Abbildung 2 dargestellt. Der Aufbau entspricht dem Prinzip des ersten Konzeptes, aber statt vier werden fünf Dehnschrauben verwendet, um eine gleichmäßigere Verspannung ermöglichen zu können. Die Schraubenköpfe sind aufgrund der Optik in den Deckel eingelassen. Für den Fall eines Bruchs des Borosilikatglases wird ein weiteres Borosilikatglasrohr über den Dampfboiler gestülpt. Dabei wird dieser auf den Boden des Dampfboilers gestellt (siehe Abbildung 4) und mit einer Kappe am

oberen Ende verschlossen. Deckel und Boden besitzen nun eine zylindrische Form.

Da die Toleranzen des Borosilikatglasrohres laut den Herstellern bis zu 2 mm betragen können, werden die PTFE Dichtungen dazu verwendet, diese Abweichungen auszugleichen [3]. Die Aussparung in den PTFE – Scheiben ist dabei so gewählt, dass die maximale Toleranz ausgeglichen werden kann. Zur Veranschaulichung des Prinzips dient Abbildung 3.

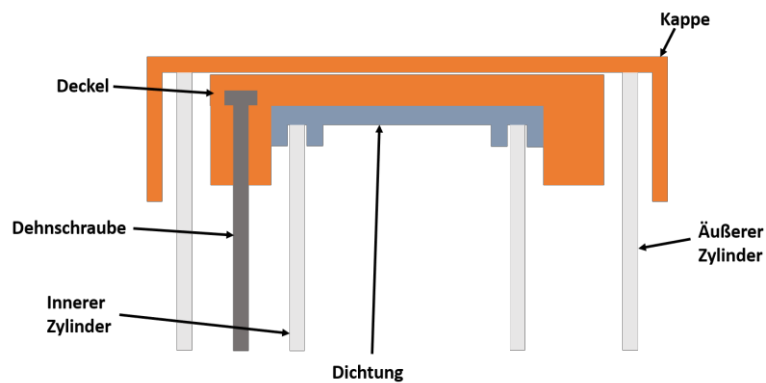


Abbildung 3: Dichtungskonzept Dampfboiler

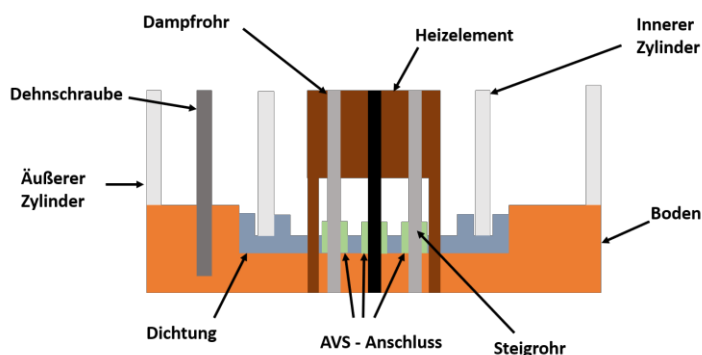


Abbildung 4: Dampfboiler-Konzept Boden

Die Fertigung wird als nicht aufwendig angesehen, da lediglich Deckel und Boden aus entsprechenden Halbzeugen gefertigt werden müssen. Die Dehnschrauben, das Borosilikatglasrohr, sowie das Heizelement sind Zulieferteile und bedürfen keiner weiteren Bearbeitung. Das Steigrohr und das Dampfrohr können durch Zuschnitt eines entsprechenden

Rohrhalbzeuges hergestellt werden. Der Temperatursensor wurde bereits von einem Studenten konstruiert und wird in naher Zukunft gefertigt.

4.4 Auslegung des Dampfboilers

Nach der Wahl des finalen Konzeptes folgt die rechnerische Auslegung. Da, wie bereits erwähnt, Borosilikatglas als Material für den Boiler in der Regel nicht verwendet wird, wird zu Beginn des Entwicklungsprozesses Kontakt mit potenziellen Zulieferern aufgenommen, welche hinsichtlich dieses speziellen Werkstoffes die notwendige Expertise besitzen.

4.4.1 Gesetzliche Anforderungen an den Dampfboiler

Laut Art. 4 Abs. 1 lit. b) RL 2014/68/EU muss der Dampfboiler mit einem Volumen von 3 Litern die Sicherheitsanforderungen nach Anhang 1 RL 2014/68/EU erfüllen [2]. Hierbei heißt es, dass „befeuerte oder anderweitig beheizte Druckgeräte mit Überhitzungsrisiko zur Erzeugung von Dampf oder Heißwasser mit einer Temperatur von mehr als 110 °C und einem Volumen von mehr als 2 Liter sowie alle Schnellkochtöpfe (Anhang II, Diagramm 5);“ [vgl. 2, Art. 4 Abs. 1 lit. b) RL 2014/68/EU] die Sicherheitsanforderungen aus Anhang 1 erfüllen müssen [2]. Der 3-Liter-Dampfboiler, der durch das Heizelement befeuert wird, erfüllt mit einer Temperatur von 403 K alle genannten Kriterien. Für die 1- und 1,5-Liter-Variante ist nach Artikel 4 Absatz 3 gefordert: „Druckgeräte und Baugruppen, die höchstens die Grenzwerte nach Absatz 1 Buchstaben a, b und c sowie Absatz 2 erreichen, müssen in Übereinstimmung mit der in einem Mitgliedstaat geltenden guten Ingenieurpraxis ausgelegt und hergestellt werden, damit gewährleistet ist, dass sie sicher verwendet werden können.“ [vgl. 2, Art. 4 Abs. 3 RL 2014/68/EU]. Diese müssen somit nicht nach den Angaben in Anhang 1 konstruiert werden. Diese Varianten dürfen jedoch nach Art. 4 Abs. 3 RL 2014/68/EU keine CE-Kennzeichnung tragen [2]. In Anhang 1 Abs. 2.2 RL 2014/68/EU wird beschrieben, dass Druckbehälter nach ihrer vorgesehenen Nutzung ausgelegt werden sollen und dabei besonders auf Faktoren wie den Innen- und Außendruck, die Umgebungs- und Betriebstemperaturen geachtet werden muss [2]. In Anhang 1 Abs. 2.2.2 werden zwei Verfahren beschrieben, nach denen die Auslegung zu erfolgen hat [2]. Im Falle des Dampfboilers wird die Berechnungsmethode gewählt, die in Anhang 1 Abs. 2.2.3 RL 2014/68/EU genauer erläutert wird [2]. Die dort dargestellten Methoden, nach welchen die Auslegung erfolgen kann, sind die „Auslegung nach Formeln, Auslegung nach Analyseverfahren, Auslegung nach bruchmechanischen Verfahren“ [vgl. 2, Anhang 1 Abs. 2.2.3 RL 2014/68/EU]. Nicht nur der 3-, sondern auch der 1- und 1,5-Liter-Dampfboiler werden im Folgenden nach Formeln ausgelegt.

4.4.2 Festigkeitsberechnung

Als Hilfestellung für Konstrukteure von Druckbehältern existieren verschiedene Regelwerke, um die Forderungen der Richtlinie 2014/68/EU zu erfüllen. Eines der bekanntesten in Deutschland ist das Regelwerk der „Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter“, kurz AD 2000 -Regelwerk. Dieses beruht auf einer langfristigen Vereinbarung mehrerer Verbände, wie zum Beispiel dem Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaften e.V. [8]. Die folgenden Berechnungen basieren auf diesem Regelwerk und auf [9].

Die Auslegung muss nach [10] Absatz 4 sowohl mit dem Berechnungs- als auch mit dem Prüfdruck durchgeführt werden. Der Berechnungsdruck muss dabei größer als der maximal zulässige Druck sein [10]. Bei einer Temperatur von 403 K liegt der Druck bei 2,7 bar [6]. Für die Berechnungen wird deswegen ein Berechnungsdruck von 3,0 bar bzw. $0,3 \frac{N}{mm^2}$ verwendet. Der Prüfdruck ergibt sich nach Anhang 1 Abs. 7.4 RL 2014/68/EU aus dem Produkt des maximal zulässigen Drucks mit dem Faktor 1,25 [2]. Daraus resultiert ein Druck von 3,38 bar bzw. $0,338 \frac{N}{mm^2}$. Da der Prüfdruck größer als der Berechnungsdruck ist, werden im nachfolgenden Abschnitt die Ergebnisse der Berechnungen mit dem Prüfdruck dargestellt.

Zu Beginn wird die benötigte Mindestwandstärke des Boilers berechnet. Diese lässt sich mit der Formel aus [11] Absatz 5 ermitteln. Diese beinhaltet zusätzliche Zuschläge c_{su} und c_{AZ} , welche jedoch für das Borosilikatglas nach [12] Absatz 6.3.1 Punkt 1 außer Acht gelassen werden. Die zulässige Spannung $\frac{K}{S}$ des Borosilikatglases wird nach [12] Absatz 5.1.1 gewählt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 dargestellt.

$$s_{min} = \frac{d_a \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot b + p} + c_{su} + c_{abn} \quad (1)$$

Tabelle 1: Ergebnisse Mindestwandstärke Dampfboiler-Varianten

Variable	1-Liter-Dampfboiler	1,5-Liter-Dampfboiler	3-Liter-Dampfboiler	Beschreibung
s_{min}	0,224 mm	0,252 mm	0,351 mm	Mindestwandstärke des Borosilikatglasrohres
d_a	80 mm	90 mm	125 mm	Außendurchmesser des Borosilikatglasrohres
p	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	Prüfdruck
b	1	1	1	Faktor zur Berücksichtigung der Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannung in Fügeverbindung
$\frac{K}{S}$	$6 \frac{N}{mm^2}$	$6 \frac{N}{mm^2}$	$6 \frac{N}{mm^2}$	Zulässige Spannung des Borosilikatglases
c_{su}	0 mm	0 mm	0 mm	Zuschlag zur Berücksichtigung der Wanddickenunterschreitung
c_{abn}	0 mm	0 mm	0 mm	Abnutzungszuschlag

Für alle drei Dampfboiler liegt die geforderte Mindestwandstärke unter 0,4 mm. Die Borosilikatglasrohre mit den in Tabelle 1 aufgeführten Durchmessern werden vom ausgewählten Zulieferer, der Schott AG, mit einer Wandstärke von mindestens 2,5 mm angeboten und würden somit dem Druck standhalten [3]. Damit ist auch die Mindestwandstärke von 2 mm nach [11] Absatz 6.1 erfüllt.

Die drei Varianten werden mit den Standardwandstärken der Schott AG berechnet. Dabei werden nur diejenigen verwendet, die die Bedingungen nach [11] Absatz 1 erfüllen.

Die Spannungen im Material teilen sich in eine Längs-, eine Umfangs- und eine Radialspannung auf (siehe Abbildung 5) [9, S.74]. Die mittleren Spannungen können für Druckbehälter mit dünnen Wänden über den Vergleich von druckbeaufschlagter Wandoberfläche A_p und der Wandoberfläche A_σ , in der die Spannungen entstehen, berechnet werden. Der Ansatz dieses Vergleiches sieht folgendermaßen aus [9, S.75]:

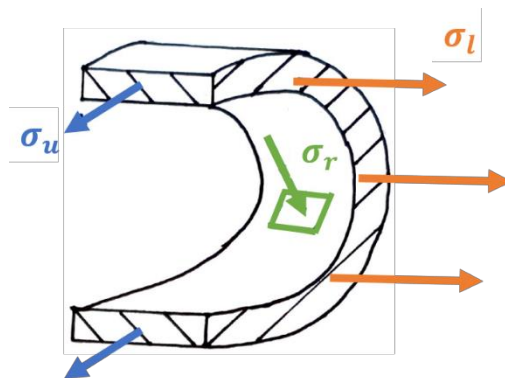


Abbildung 5: Spannungen im Zylinder

$$\sigma \cdot A_{\sigma} = p \cdot A_p \quad (2)$$

Die mittlere Längsspannung in einem zylindrischen Druckbehälter lässt sich nach Formel (3) berechnen [9, S. 76]. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

$$\sigma_l = \frac{p \cdot r_i}{2 \cdot s} \quad (3)$$

Tabelle 2: Ergebnisse Längsspannung Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke s	Innenradius r_i	Prüfdruck p	Mittlere Längs- spannung σ_l
1-Liter- Dampfboiler	2,5 mm	37,5 mm	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$2,53 \frac{N}{mm^2}$
	3,5 mm	36,5 mm	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$1,76 \frac{N}{mm^2}$
	5,0 mm	35,0 mm	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$1,18 \frac{N}{mm^2}$
1,5-Liter- Dampfboiler	2,5 mm	42,5 mm	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$2,87 \frac{N}{mm^2}$
	3,5 mm	41,5 mm	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$2,00 \frac{N}{mm^2}$
	5,0 mm	40,0 mm	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$1,35 \frac{N}{mm^2}$
	7,0 mm	38,0 mm	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$0,92 \frac{N}{mm^2}$
3-Liter- Dampfboiler	5,0 mm	57,5 mm	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$1,94 \frac{N}{mm^2}$
	9,0 mm	53,5 mm	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$1,00 \frac{N}{mm^2}$

Aus den Ergebnissen lässt sich erkennen, dass die 1,5-Liter-Variante mit einer Wandstärke von 7 mm die geringste Längsspannung mit $0,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ aushalten muss. Die 1,5-Liter-Variante mit einer Wandstärke von $2,5\text{ mm}$ erfährt die größte Längsspannung von $2,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Die mittlere Umfangsspannung in den einzelnen Druckbehältern ist auf diese Weise zu berechnen [9, S.76]:

$$\sigma_u = \frac{p \cdot r_i}{s} \quad (4)$$

Tabelle 3: Ergebnisse Umfangsspannung Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke s	Innenradius r_i	Prüfdruck p	Mittlere Umfangs- spannung σ_u
1-Liter- Dampfboiler	$2,5\text{ mm}$	$37,5\text{ mm}$	$0,338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,06 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	$3,5\text{ mm}$	$36,5\text{ mm}$	$0,338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$3,52 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	$5,0\text{ mm}$	$35,0\text{ mm}$	$0,338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$2,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
1,5-Liter- Dampfboiler	$2,5\text{ mm}$	$42,5\text{ mm}$	$0,338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	$3,5\text{ mm}$	$41,5\text{ mm}$	$0,338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$4,00 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	$5,0\text{ mm}$	$40,0\text{ mm}$	$0,338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$2,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	$7,0\text{ mm}$	$38,0\text{ mm}$	$0,338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$1,83 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
3-Liter- Dampfboiler	$5,0\text{ mm}$	$57,5\text{ mm}$	$0,338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$3,88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	$9,0\text{ mm}$	$53,5\text{ mm}$	$0,338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$2,01 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Auch bei den Ergebnissen der mittleren Umfangsspannung (siehe Tabelle 3) weist die 1,5-Liter-Variante mit einer Wandstärke von 7 mm die geringste Umfangsspannung mit dem Wert von $1,83 \frac{N}{mm^2}$ auf. Mit einer Umfangsspannung von $5,74 \frac{N}{mm^2}$ wird die 1,5-Liter-Variante mit einer Wandstärke von 2,5 mm wieder mit der entsprechend größten Last beansprucht.

Da die Radialspannung an der Innenseite maximal ist und an der Außenseite gleich null, wird die mittlere Radialspannung wie folgt berechnet [9, S. 76]:

$$\sigma_r = -\frac{p}{2} \quad (5)$$

Tabelle 4: Ergebnisse Radialspannung Dampfboiler-Varianten

Variante	Prüfdruck p	Mittlere Radialspannung σ_r
1-Liter-Dampfboiler	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$
1,5-Liter-Dampfboiler	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$
3-Liter-Dampfboiler	$0,338 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$

Entsprechend dem Prüfdruck von $0,338 \frac{N}{mm^2}$ hat die Radialspannung bei allen drei Varianten unabhängig von der Wandstärke einen Wert von $-0,169 \frac{N}{mm^2}$ (siehe Tabelle 4).

Nun werden alle drei Spannungen zu der sogenannten Vergleichsspannung σ_v zusammengefasst, welche anschließend mit dem Festigkeitskennwert des Borosilikatglases verglichen wird. Die Grundlage für diese Berechnung bildet die Schubspannungshypothese. Dabei wird die kleinste von der größten Spannung abgezogen [9, S.77]. In diesem Fall wird die Radialspannung von der Umfangsspannung subtrahiert. Die Ergebnisse befinden sich in Tabelle 5.

$$\sigma_v = \sigma_u - \sigma_r \quad (6)$$

Tabelle 5: Ergebnisse Vergleichsspannung Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke s	Mittlere Umfangsspannung σ_u	Mittlere Radialspannung σ_r	Mittlere Vergleichsspannung σ_v
1-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	$5,06 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$	$5,23 \frac{N}{mm^2}$
	3,5 mm	$3,52 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$	$3,69 \frac{N}{mm^2}$
	5,0 mm	$2,36 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$	$2,53 \frac{N}{mm^2}$
1,5-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	$5,74 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$	$5,91 \frac{N}{mm^2}$
	3,5 mm	$4,00 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$	$4,17 \frac{N}{mm^2}$
	5,0 mm	$2,70 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$	$2,87 \frac{N}{mm^2}$
	7,0 mm	$1,83 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$	$2,00 \frac{N}{mm^2}$
3-Liter-Dampfboiler	5,0 mm	$3,88 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$	$4,05 \frac{N}{mm^2}$
	9,0 mm	$2,01 \frac{N}{mm^2}$	$-0,169 \frac{N}{mm^2}$	$2,18 \frac{N}{mm^2}$

Aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse der Umfangsspannung aus Tabelle 3 ist auch an dieser Stelle die Vergleichsspannung mit $2,00 \frac{N}{mm^2}$ der 1,5-Liter-Variante mit einer Wandstärke von 7 mm die kleinste im Vergleich. Die Vergleichsspannung der 1,5-Liter-Variante mit einer Wandstärke von 2,5 mm liegt mit einem Wert von $5,91 \frac{N}{mm^2}$ knapp unter der zulässigen Spannung.

Da sich aber nicht nur Spannungen aus dem im Druckbehälter herrschenden Druck ergeben, sondern auch durch die entstehende Wärme im Inneren, müssen diese ebenfalls berechnet werden. Der Grund für die Entstehung ist die Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenwand des Druckbehälters [9, S.80]. Aufgrund der unterschiedlichen Ausdehnung der Innen- und Außenwand entstehen sogenannte Wärmespannungen. Die wärmere Innenseite würde sich dabei stärker ausdehnen als die kältere Außenseite, die dieses Phänomen allerdings verhindert [9, S.80].

Die Druckspannung (positiv) an der Innenseite und die Zugspannung (negativ) an der Außenseite lassen sich mit Formel (7) ermitteln [9, S.80].

$$\sigma_{wWa/wWi} = \pm \frac{E}{1-\nu} \cdot \alpha \cdot \frac{T_{Wa}-T_{Wi}}{2} \quad (7)$$

Tabelle 6: Variablen Formel (9)

Variable	Einheit	Beschreibung
$\sigma_{wWa/wWi}$	$\frac{N}{mm^2}$	Wärmespannung Außenwand/Innenwand
E	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul des Werkstoffs
ν	–	Poissonzahl
α	$\frac{1}{K}$	Längenausdehnungskoeffizient des Werkstoffs
T_{Wa}	K	Temperatur an Außenwand
T_{Wi}	K	Temperatur an Innenwand

Um die benötigten Temperaturen an der Innen- und Außenwand des inneren Zylinders zu ermitteln, wird in Kapitel 4.4.3 eine Simulation des Aufheizverhaltens der unterschiedlichen Varianten durchgeführt.

Zusätzlich zu der Auslegung des Zylinders erfolgt in diesem Abschnitt die Berechnung der nötigen Wandstärke des Deckels und des Bodens. Als Basis für die Berechnung wird [13] Absatz 6.3 verwendet. Die benötigte Wandstärke s_{min} lässt sich mit der nachfolgenden Formel berechnen [13, Absatz 6.3]:

$$s_{min} = c_{Bo} \cdot d \cdot \sqrt{\frac{p}{10 \cdot \frac{K}{S}}} + c_{su} + c_{abn} \quad (8)$$

Die Werte für den Berechnungsbeiwert C_{Bo} wird nach [13] Bild 5 gewählt. Der Durchmesser entspricht jeweils dem Außendurchmesser des Borosilikatglasrohres. Als zulässiges Material für die entstehenden Temperaturen wird CuZn40 im Zustand R340 nach [14] Tafel 1 gewählt. Der Festigkeitswert beträgt nach [14] Tafel 13.3 bei einer Temperatur von 150 °C, $72 \frac{N}{mm^2}$. Der Zuschlag c_{su} wird gleich null gesetzt und der Zuschlag c_{abn} gleich 2 mm. Die Werte für die Berechnungen sind für den Deckel und den Boden gleich, deshalb ergibt sich die betragsmäßig gleiche Wandstärke. Die Ergebnisse sind in Tabelle 7 dargestellt.

Tabelle 7: Ergebnisse Mindestwandstärke Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke s	Durchmesser d	Berechnungs- beiwert C_{Bo}	Mindestwandstärke Deckel/Boden s_{min}
1-Liter- Dampfboiler	2,5 mm	80 mm	0,57	2,99 mm
	3,5 mm	80 mm	0,57	2,99 mm
	5,0 mm	80 mm	0,61	3,06 mm
1,5-Liter- Dampfboiler	2,5 mm	90 mm	0,56	3,09 mm
	3,5 mm	90 mm	0,56	3,09 mm
	5,0 mm	90 mm	0,60	3,17 mm
	7,0 mm	90 mm	0,60	3,17 mm
3-Liter- Dampfboiler	5,0 mm	125 mm	0,53	3,44 mm
	9,0 mm	125 mm	0,55	3,49 mm

Aufgrund des größeren Durchmessers benötigen der Deckel und der Boden der 3-Liter-Variante die größte Mindestwandstärke. Für die Wandstärke des Bodens aller drei Varianten wurde ein Wert von 13 mm an der dünnsten Stelle gewählt. Diese Maßnahme ist mit der Klemmlänge, die in Kapitel 4.4.5 beschrieben ist, zu begründen. Die Wandstärke des Deckels beträgt an der dünnsten Stelle 10 mm. Beide sind somit ausreichend dimensioniert.

4.4.3 Aufheizsimulation

Die Aufheizsimulation dient dazu, den zeitlichen Verlauf der Temperatur der Borosilikatglaswände zu erfassen. Dabei wird die horizontale Wärmeleitung durch die Borosilikatglaszylinder betrachtet. Vereinfachend wird diese als stationär angenommen und die Wärme, die über die PTFE-Dichtungen austritt, wird nicht beachtet. Die Temperatur auf der Außenseite wird gleich der Raumtemperatur von 293 K gesetzt und das Heizelement als ideal angenommen, d.h. der Wirkungsgrad liegt bei 100 Prozent. In der Simulation ist der gesamte Boiler mit Wasser befüllt. In Abbildung 6 ist die Wärmeleitung durch den Boiler schematisch dargestellt.

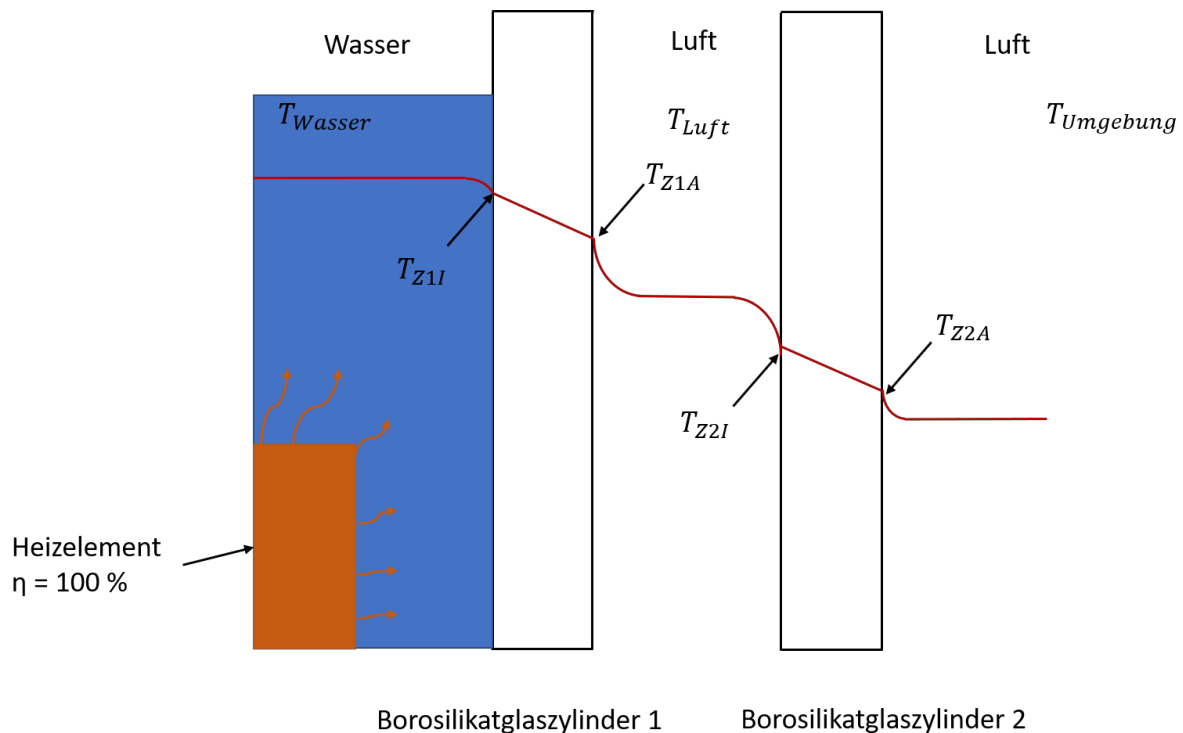


Abbildung 6: Schema Wärmeleitung Dampfboiler

Bei der Simulation werden drei unterschiedliche Aspekte betrachtet. Der Erste ist das Speichern von Wärme im Wasser, im Borosilikatglas und in der Luft. Wie viel Wärme gespeichert werden kann, hängt dabei von der spezifischen Wärmekapazität des Stoffes ab [15]. Der Zweite ist die Wärmeleitung durch das Wasser, das Borosilikatglas und die Luft. Diese ist dabei wiederum abhängig von der Wärmeleitfähigkeit, die angibt, wie gut der jeweilige Stoff die Wärme bei einer bestimmten Temperatur leiten kann [16]. Der Dritte ist der Wärmeübergang zwischen den beiden Fluiden und dem Borosilikatglas. Die Wärmeübergangszahl ist hierfür entscheidend [17]. Der gesamte Prozess kann vereinfachend auch als elektrische Schaltung dargestellt werden. Die gespeicherte Wärme im jeweiligen Stoff kann als Kondensator dargestellt werden. Die Wärmeleitung durch das Material und der Wärmeübergang zwischen Fluid und Wand werden durch Widerstände symbolisiert [18, S.16]. Da die Wärmeleitung nacheinander durch die Materialien stattfindet, liegt eine Reihenschaltung vor [18, S.16]. Das Ersatzschaltbild befindet sich in Abbildung 7.

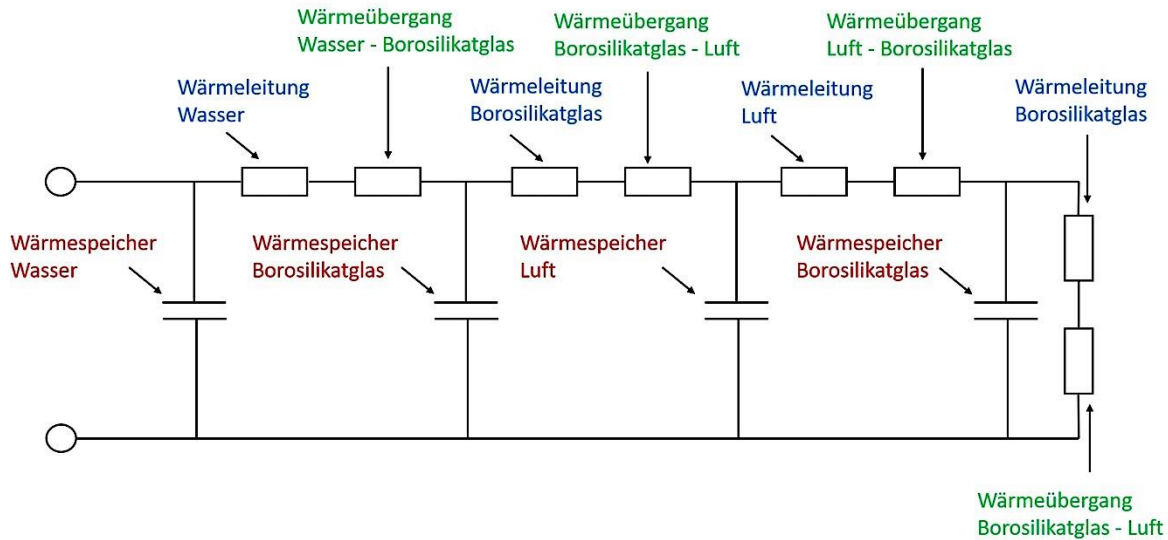


Abbildung 7: Ersatzschaltbild Wärmeleitung Dampfboiler

Anhand dieses Schaltbildes wird die Simulation in der Software Simulink und Simscape aufgebaut. Das Simulationsmodell befindet sich in Abbildung 8 und in einem größeren Format in Anhang 03.

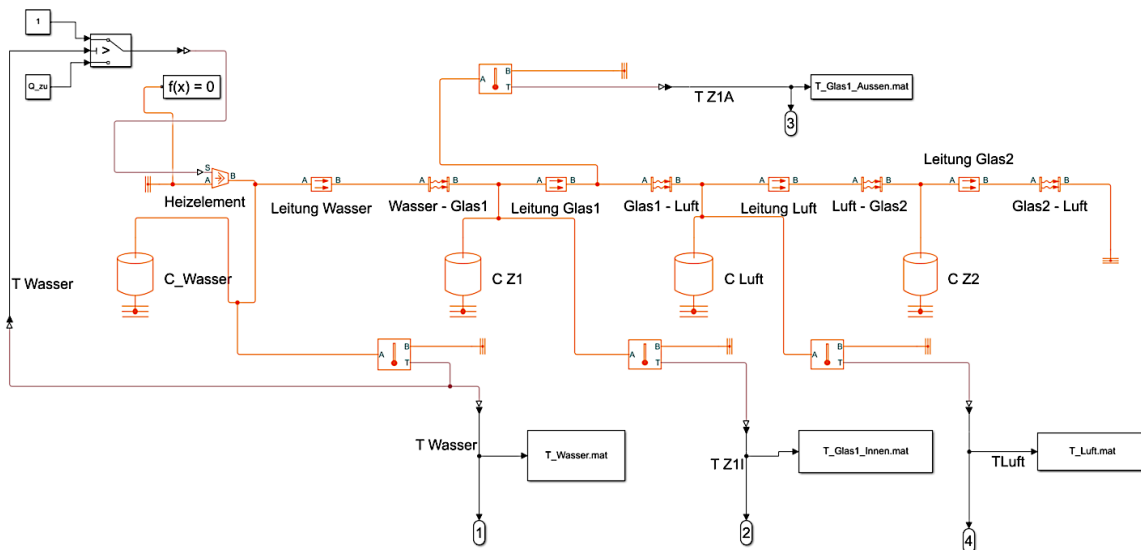


Abbildung 8: Simulink-Modell Aufheizsimulation

Das Heizelement heizt bis zum Erreichen der Betriebstemperatur mit einer frei wählbaren Leistung. Durch den vorgeschalteten „Switch-Block“ wird das Heizelement bei Betriebstemperatur auf 1 W gedrosselt. Wenn die Wassertemperatur unter 130 °C absinkt, heizt das Heizelement wieder mit voller Leistung bis die Betriebstemperatur wieder erreicht ist. Für die Simulation werden Zeitschritte von 0,01 s gewählt. Neben den Temperaturen der Wände des inneren Borosilikatglaszylinders T_{Z1I} und T_{Z1A} werden auch die Wasser- und Lufttemperatur T_{Wasser} und T_{Luft} aufgezeichnet. Die Simulation erfolgt über einen Zeitraum von 3000 s.

Mit einem Matlab-Skript wird die Simulation gestartet. Dabei muss die Wandstärke des inneren Borosilikatglaszylinders, das Volumen des Boilers sowie die Leistung des Heizelements gewählt werden. Die aufgezeichneten Temperaturen werden geplottet und der maximale Temperaturunterschied zwischen Innen- und Außenwand angezeigt, der im Aufheizverlauf auftritt. Die verwendeten Werte für die Simulation befinden sich in Tabelle 8.

Tabelle 8: Verwendete Werte für Simulation

Beschreibung	Wert
Wärmekapazität des Wassers	$4181,00 \frac{J}{kg \cdot K}$
Wärmekapazität des Borosilikatglases	$890,00 \frac{J}{kg \cdot K}$
Wärmekapazität der Luft	$1005,00 \frac{J}{kg \cdot K}$
Wärmeleitfähigkeit des Wassers	$0,60 \frac{W}{m \cdot K}$
Wärmeleitfähigkeit des Borosilikatglases	$1,20 \frac{W}{m \cdot K}$
Wärmeleitfähigkeit der Luft	$0,03 \frac{W}{m \cdot K}$
Wärmeübergangszahl Wasser-Borosilikatglas	$727,03 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
Wärmeübergangszahl Borosilikatglas-Luft	$62,99 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
Wärmeübergangszahl Luft-Borosilikatglas	$118,39 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

Die Simulation wird für alle drei Varianten mit den unterschiedlichen Wandstärken durchgeführt. Dabei wird die Leistung des Heizelements mit 500, 1200, 2000 und 3200 W gewählt. In Abbildung 9 befindet sich der Temperaturverlauf der 1,5-Liter-Variante mit einer Wandstärke von 7 mm unter der Verwendung des 3200 W Heizelements, da diese den größten Temperaturunterschied zwischen Innen- und Außenwand aufweist. Alle Ergebnisse der Simulation befinden sich in den nachfolgenden Tabellen.

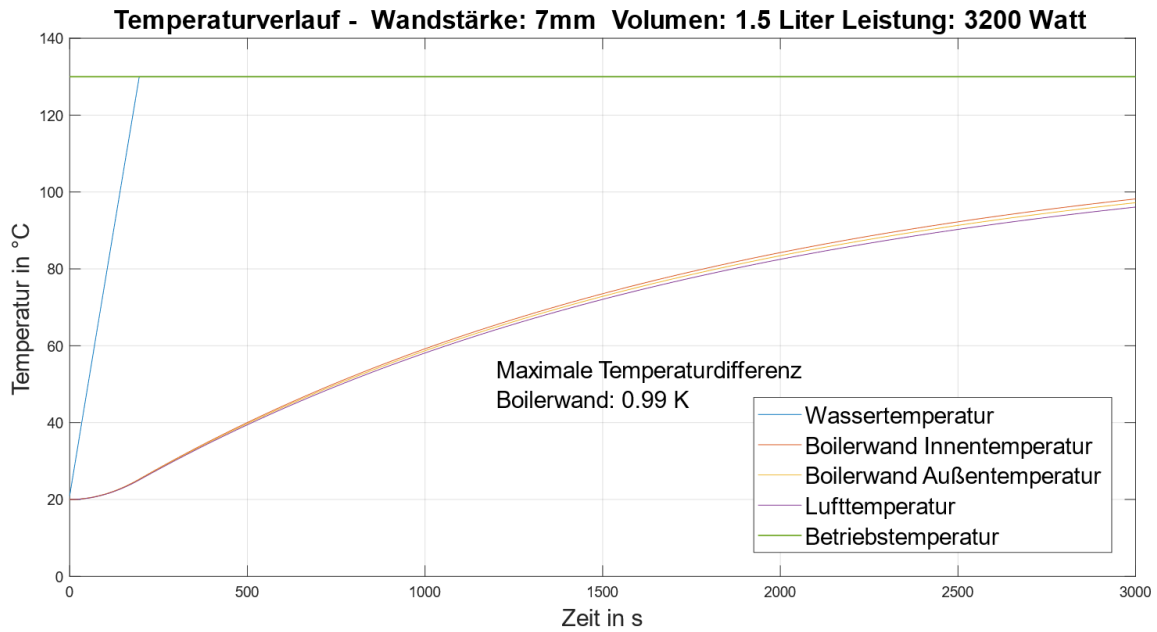


Abbildung 9: Temperaturverlauf 1,5-Liter-Variante

Tabelle 9: 500 Watt

Variante	Wandstärke	Maximale Temperaturdifferenz Boilerwand
1-Liter-Variante	2,5 mm	0,40 K
	3,5 mm	0,56K
	5,0 mm	0,77 K
1,5-Liter-Variante	2,5 mm	0,37 K
	3,5 mm	0,50 K
	5,0 mm	0,68 K
	7,0 mm	0,90 K
3-Liter-Variante	5,0 mm	0,36 K
	9,0 mm	0,54 K

Tabelle 10: 1200 Watt

Variante	Wandstärke	Maximale Temperaturdifferenz Boilerwand
1-Liter-Variante	2,5 mm	0,40 K
	3,5 mm	0,57 K
	5,0 mm	0,80 K
1,5-Liter-Variante	2,5 mm	0,38 K
	3,5 mm	0,53 K
	5,0 mm	0,73 K
	7,0 mm	0,96 K
3-Liter-Variante	5,0 mm	0,49 K
	9,0 mm	0,71 K

Tabelle 11: 2000 Watt

Variante	Wandstärke	Maximale Temperaturdifferenz Boilerwand
1-Liter-Variante	2,5 mm	0,40 K
	3,5 mm	0,57 K
	5,0 mm	0,81 K
1,5-Liter-Variante	2,5 mm	0,38 K
	3,5 mm	0,53 K
	5,0 mm	0,73 K
	7,0 mm	0,98 K
3-Liter-Variante	5,0 mm	0,51 K
	9,0 mm	0,75 K

Tabelle 12: 3200 Watt

Variante	Wandstärke	Maximale Temperaturdifferenz Boilerwand
1-Liter-Variante	2,5 mm	0,41 K
	3,5 mm	0,57 K
	5,0 mm	0,81 K
1,5-Liter-Variante	2,5 mm	0,38 K
	3,5 mm	0,53 K
	5,0 mm	0,74 K
	7,0 mm	0,99 K
3-Liter-Variante	5,0 mm	0,53 K
	9,0 mm	0,77 K

In Abbildung 9 wird deutlich, dass die Wandtemperaturen und die Lufttemperatur sehr ähnlich verlaufen und nur eine geringe Differenz aufweisen. Aus den Messergebnissen lässt sich erkennen, dass die Temperaturdifferenz mit größerer Wandstärke zunimmt. Die 1- und 1,5-Liter-Variante weisen bei gleicher Wandstärke einen höheren Wert auf als die 3-Liter-Variante. Jedoch liegt bei allen Variationen die Temperaturdifferenz unter 1 K. Mit den Ergebnissen werden im nächsten Abschnitt die Wärmespannungen berechnet.

4.4.4 Wärmespannungen

Für die Berechnung der Wärmespannungen wird eine Temperatur von 2 K verwendet. Somit ergibt sich nach Formel (7) für jede Variante eine Wärmespannung von $0,26 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Nach [12] Absatz 6.3.3 wird nun die Thermospannung von der Festigkeit des Borosilikatglases abgezogen. Im letzten Schritt werden die Vergleichsspannungen mit dem restlichen Festigkeitswert verglichen und geprüft, ob die Borosilikatglaszylinder den Spannungen standhalten können [9, S.77]. Die Ergebnisse sind in Tabelle 13 dargestellt.

Tabelle 13: Ergebnisse Wärmespannung Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke s	Vergleichsspannung σ_v	Zulässige Spannung abzüglich der Wärmespannung σ_{Rest}
1-Liter- Dampfboiler	2,5 mm	$5,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	3,5 mm	$3,69 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	5,0 mm	$2,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
1,5-Liter- Dampfboiler	2,5 mm	$5,91 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	3,5 mm	$4,17 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	5,0 mm	$2,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	7,0 mm	$2,00 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
3-Liter- Dampfboiler	5,0 mm	$4,05 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	9,0 mm	$2,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	$5,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Aus Tabelle 13 lässt sich erkennen, dass alle Varianten für die Belastung ausreichend dimensioniert sind, bis auf die 1,5-Liter-Variante mit einer Wandstärke von $2,5\text{ mm}$. Nach Angaben der Schott AG liegt die zulässige Spannung bei $7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, aber dennoch ist von der Verwendung dieser Variation abzuraten [3].

4.4.5 Dehnschraubenberechnung

In diesem Abschnitt wird die Auslegung der verwendeten Dehnschrauben mit Innensechskant erläutert. Der Rechenweg basiert auf [19, S.224 ff.], [20, S.65], sowie [21]. Als Schraubenwerkstoff wird 21CrMoV5-7 verwendet.

Nach [21] Absatz 7.1 muss zunächst die Mindestschraubenkraft aller Schrauben für den Betriebszustand, den Prüfzustand und den Einbauzustand berechnet werden. Die Ergebnisse der Berechnungen, die sich in Anhang 04 befinden, sind in Tabelle 14 dargestellt.

Tabelle 14: Ergebnisse Mindestschraubenkraft Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke	Mindestschraubenkraft Betriebszustand	Mindestschraubenkraft Prüfzustand	Mindestschraubenkraft Einbauzustand
1-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	328,30 N	410,98 N	$5,68 \cdot 10^3$ N
	3,5 mm	341,51 N	427,52 N	$7,57 \cdot 10^3$ N
	5,0 mm	361,33 N	452,33 N	$10,34 \cdot 10^3$ N
1,5-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	383,26 N	479,79 N	$6,24 \cdot 10^3$ N
	3,5 mm	397,60 N	497,73 N	$8,31 \cdot 10^3$ N
	5,0 mm	419,09 N	524,64 N	$11,33 \cdot 10^3$ N
	7,0 mm	447,76 N	560,53 N	$15,28 \cdot 10^3$ N
3-Liter-Dampfboiler	5,0 mm	692,56 N	866,99 N	$15,39 \cdot 10^3$ N
	9,0 mm	767,80 N	961,18 N	$25,83 \cdot 10^3$ N

Anschließend wird der Mindestdehnchaftdurchmesser der Dehnschrauben nach [21] Absatz 7.2 berechnet. Die Ergebnisse befinden sich in Tabelle 15.

Tabelle 15: Ergebnisse Mindestdehnchaftdurchmesser Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke	Mindestdehnchaftdurchmesser Betriebszustand	Mindestdehnchaftdurchmesser Prüfzustand	Mindestdehnchaftdurchmesser Einbauzustand
1-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	0,49 mm	0,45 mm	1,67 mm
	3,5 mm	0,50 mm	0,46 mm	1,93 mm
	5,0 mm	0,52 mm	0,47 mm	2,25 mm
1,5-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	0,53 mm	0,49 mm	1,75 mm
	3,5 mm	0,54 mm	0,49 mm	2,02 mm
	5,0 mm	0,56 mm	0,51 mm	2,35 mm
	7,0 mm	0,58 mm	0,52 mm	2,73 mm
3-Liter-Dampfboiler	5,0 mm	0,72 mm	0,65 mm	2,74 mm
	9,0 mm	0,75 mm	0,69 mm	3,56 mm

Nach [21] Absatz 9 darf kein kleinerer Schraubendurchmesser als 6 mm verwendet werden. Somit fällt die Wahl auf M6 Dehnschrauben. Nach DIN ISO 2510 soll der Dehnschaft mindestens doppelt so lang wie der Schraubendurchmesser sein und das Verhältnis von Gewindekern-
durchmesser zu Dehnschaftdurchmesser soll 1,1 betragen [22, S.10]. Unter Verwendung einer M6 Schraube mit einem Dehnschaftdurchmesser von 4 mm sind alle Kriterien erfüllt und die Schraube ist für alle Variationen ausreichend dimensioniert.

Im nächsten Schritt wird die nötige Vorspannkraft nach [20, S.73] berechnet. Dazu wird die Betriebskraft, die ausgehalten werden muss, errechnet. Diese resultiert aus dem Produkt des herrschenden Drucks p und der druckbeauftragten Fläche A_D . Diese entspricht der Öffnung des Borosilikatglaszylinders. Für die Berechnungen wird der Druck gleich dem Prüfdruck gesetzt. Um die Betriebskraft je Schraube F_B zu erhalten, muss die errechnete Kraft durch die Anzahl n der Schrauben geteilt werden. Nun wird die benötigte Klemmkraft F_K je Schraube berechnet, um den Zylinder abzudichten. Diese ergibt sich nach der Formel (9) [23].

$$F_K = \frac{A_D \cdot p \cdot 0.1 \cdot S_K}{n} \quad (9)$$

Dem Sicherheitsfaktor S_K wird ein Wert von 3 zugewiesen. Die Dichtfläche A_D entspricht dabei dem Zylinderquerschnitt.

Im nächsten Schritt wird die Nachgiebigkeit der Schraube und der verspannten Teile berechnet. Dies erfolgt nach den Formeln (8) und (9) aus [20, S. 70]. Für diesen Rechenschritt werden die Klemmlängen der einzelnen verspannten Bauteile benötigt. Wie in Abbildung 3 erkennbar, überschneiden sich der Deckel und die obere Dichtung, sowie der Borosilikatglaszylinder, was die Zuordnung der entsprechenden Klemmlängen der Bauteile erschwert. Deshalb wird in Absprache festgelegt, dass die Nachgiebigkeit des Deckels nicht in die Berechnung einbezogen wird. Zudem wird festgelegt, dass das Gewinde für die Dehnschraube ab der unteren Dichtung beginnt. Deshalb wurde die Wandstärke des Bodens an der dünnsten Stelle mit 13 mm , wie bereits in Kapitel 4.4.2 erwähnt, gewählt. So ist eine genaue Zuordnung der Klemmlängen möglich.

Anschließend wird die Montagevorspannkraft F_V berechnet. Dafür wird die Setzkraft F_Z sowie das Verhältnis ϕ von Zusatzkraft zu Betriebskraft benötigt. Unter Verwendung dieser Werte errechnet sich die Vorspannkraft F_V nach der Formel (14) [20, S.71]. Die Ergebnisse sind in Tabelle 16 dargestellt.

$$F_V = k_A \cdot (F_K + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z) \quad (10)$$

Tabelle 16: Ergebnisse Montagevorspannkraft Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke	Montagevorspannkraft je Schraube	Anziehungsfaktor	Klemmkraft je Schraube	Betriebskraft je Schraube	Kraftverhältnis von Zusatzkraft zu Betriebskraft	Setzkraft je Schraube
	s	F_V	k_A	F_K	F_B	ϕ	F_Z
1-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	273,42 N	1,4	12,34 N	298,65 N	0,48	28,90 N
	3,5 mm	270,01 N	1,4	17,06 N	282,93 N	0,48	28,90 N
	5,0 mm	263,06 N	1,4	23,89 N	260,16 N	0,48	28,90 N
1,5-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	337,08 N	1,4	13,94 N	383,60 N	0,48	28,92 N
	3,5 mm	331,69 N	1,4	19,29 N	365,76 N	0,48	28,92 N
	5,0 mm	323,84 N	1,4	27,08 N	339,80 N	0,48	28,92 N
	7,0 mm	313,82 N	1,4	37,02 N	306,67 N	0,48	28,92 N
3-Liter-Dampfboiler	5,0 mm	601,56 N	1,4	38,23 N	702,15 N	0,48	28,96 N
	9,0 mm	573,01 N	1,4	66,52 N	607,86 N	0,48	28,96 N

Die berechnete Vorspannkraft reicht bei jeder Variation nicht aus, um die geforderte Mindestschraubkraft im Einbauzustand zu erfüllen. Deshalb werden die Vorspannkraften entsprechend gewählt. Diese werden in die Formel 28 [20, S.72] eingesetzt, um die benötigten Montagemomente zu erhalten. Die Ergebnisse sind in Tabelle 17 zusammengefasst.

Tabelle 17: Ergebnisse Montagemoment Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke	Gewählte Vorspannkraft	Montagemoment je Schraube
	s	F_V	M_M
1-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	$1,9 \cdot 10^3$ N	1,95 Nm
	3,5 mm	$1,9 \cdot 10^3$ N	1,95 Nm
	5,0 mm	$2,1 \cdot 10^3$ N	2,16 Nm
1,5-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	$1,9 \cdot 10^3$ N	1,96 Nm
	3,5 mm	$2,0 \cdot 10^3$ N	2,06 Nm
	5,0 mm	$2,3 \cdot 10^3$ N	2,36 Nm
	7,0 mm	$3,1 \cdot 10^3$ N	3,19 Nm
3-Liter-Dampfboiler	5,0 mm	$3,1 \cdot 10^3$ N	3,19 Nm
	9,0 mm	$5,2 \cdot 10^3$ N	5,34 Nm

Die Schrauben müssen jedoch, wie bereits zuvor erwähnt, nicht nur den inneren Druck aushalten, sondern auch die durch die Längenänderungen der einzelnen Bauteile verursachten Spannungen. Die Schrauben werden zudem mit hoher Wahrscheinlichkeit ebenfalls eine Erwärmung erfahren und sich ausdehnen. Die Problematik dabei besteht allerdings darin, dass sich die Komponenten aufgrund der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten, verschieden stark ausdehnen. Die Schrauben bestehen aus Stahl und besitzen damit den höchsten Wärmeausdehnungskoeffizienten. Aufgrund der Erkenntnisse der Aufheizsimulation wird nun der Fall berechnet, bei dem die Dehnschrauben die gleiche Temperaturänderung wie die anderen Bauteile erfahren. Dies bedeutet ein Abfall der Vorspannkraft aufgrund der stärkeren Ausdehnung der Schrauben [24, S. 259]. Das Vorgehen der Berechnung beruht dabei auf [24, S.257 ff.] Kapitel 7.

Um die Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur berechnen zu können, muss grundsätzlich zwischen dem „stationären“ und dem „instationären Fall“ unterschieden werden. Beim stationären Fall bleibt die Temperatur konstant, wobei diese sich beim instationären Fall über die Zeit ändert [24, S.265]. Der Dampfboiler wird öfter an- und wieder ausgeschaltet, somit ändert sich die Temperatur. Deshalb wird der instationäre Fall berechnet. Als Grundlage wird angenommen, dass die Längen der Bauteile l_{PVT} und der Schraube l_{SVT} im verspannten Zustand bei erhöhter Temperatur gleich groß sind [24, S.268].

Die Länge l_{SVT} der Schraube setzt sich dabei folgendermaßen zusammen [24, S.268]:

$$l_{SVT} = l_S + \Delta l_{ST} + \Delta l_{SVT} \quad (11)$$

Tabelle 18: Variablen Formel (11)

Variable	Einheit	Beschreibung
l_{SVT}	mm	Länge der Schraube unter Vorspannung bei erhöhter Temperatur
l_S	mm	Länge der Schraube im unverspannten Zustand
Δl_{ST}	mm	Längenänderung der unverspannten Schraube infolge von Temperaturerhöhung
Δl_{SVT}	mm	Längenänderung der Schraube durch Vorspannung bei erhöhter Temperatur

Die Klemmlänge l_{PVT} der Bauteile setzt sich ähnlich zusammen [24, S.268]:

$$l_{PVT} = l_P + \Delta l_{PT} - \Delta l_{PVT} \quad (12)$$

Tabelle 19: Variablen Formel (12)

Variable	Einheit	Beschreibung
l_{PVT}	mm	Länge des Bauteils unter Vorspannung bei erhöhter Temperatur
l_P	mm	Länge der Bauteile im unverspannten Zustand
Δl_{PT}	mm	Längenänderung des unverspannten Bauteils durch Temperaturerhöhung
Δl_{PVT}	mm	Längenänderung des Bauteils durch Vorspannung bei erhöhter Temperatur

Die Längenänderung Δl_{PVT} geht negativ in die Berechnung ein, da es sich dabei um eine Stauchung bzw. Verkürzung der Bauteile infolge der Vorspannkraft handelt [24, S.269].

Die Formeln (11) und (12) werden unter der zuvor getroffenen Annahme gleichgesetzt [24, S.269].

$$\Delta l_{SVT} + \Delta l_{PVT} = l_P - l_S + \Delta l_{PT} - \Delta l_{ST} \quad (13)$$

Nun wird für $l_P - l_S$ der Ausdruck $\Delta l_{PV} + \Delta l_{SV}$ eingesetzt. Die Variablen Δl_{PV} und Δl_{SV} stehen für die Verlängerung/Verkürzung des Bauteils und der Schraube infolge der Montagevorspannkraft bei Raumtemperatur bzw. Starttemperatur. Dabei wird angenommen, dass die Differenz der Bauteillänge und der Schraubenlänge im unverspannten Zustand der Summe der Verkürzung des Bauteils und der Verlängerung der Schraube infolge der Vorspannung bei Raumtemperatur entspricht [24, S.269].

Die Variablen Δl_{PT} und Δl_{ST} können mit folgendem Ansatz ermittelt werden [24, S.269]:

$$\Delta l = \Delta T \cdot l \cdot \alpha \quad (14)$$

Variable	Einheit	Beschreibung
Δl	mm	Längenänderung
ΔT	K	Temperaturänderung
l	mm	Länge
α	$\frac{1}{K}$	Längenausdehnungskoeffizient

Somit lässt sich die Formel (13) zu dieser Gleichung umformen [24, S.269]:

$$\Delta l_{SVT} + \Delta l_{PVT} = \Delta l_{SV} + \Delta l_{PV} + \alpha_P \cdot l_P \cdot \Delta T_P - \alpha_S \cdot l_S \cdot \Delta T_S \quad (15)$$

Tabelle 20: Variablen Formel (14)

Variable	Einheit	Beschreibung
Δl_{SVT}	mm	Längenänderung der Schraube durch Vorspannung bei erhöhter Temperatur
Δl_{PVT}	mm	Längenänderung des Bauteils durch Vorspannung bei erhöhter Temperatur
Δl_{SV}	mm	Längenänderung der Schraube durch Vorspannung bei Raumtemperatur
Δl_{PV}	mm	Längenänderung des Bauteils durch Vorspannung bei Raumtemperatur
α_P	$\frac{1}{K}$	Wärmeausdehnungskoeffizient des Bauteils
l_P	mm	Länge des Bauteils
ΔT_P	K	Temperaturdifferenz, die das Bauteil erfährt
α_S	$\frac{1}{K}$	Längenausdehnungskoeffizient der Schraube
l_S	mm	Länge der Schraube
ΔT_S	K	Temperaturdifferenz, die das Bauteil erfährt

Die Verlängerung des Bauteils und der Schrauben infolge der Vorspannung bei Raumtemperatur können mit Formel (16) und (17) ermittelt werden [24, S.269 f.].

$$\Delta l_{SV} = \frac{l_S \cdot F_V}{E_S \cdot A_S} \quad (16)$$

$$\Delta l_{PV} = \frac{l_P \cdot F_V}{E_P \cdot A_P} \quad (17)$$

Die Verlängerung der beiden Komponenten bei erhöhter Temperatur durch Vorspannung kann mit den Formeln (18) und (19) berechnet werden [24, S.269].

$$\Delta l_{SVT} = \frac{(l_S + \alpha_S \cdot l_S \cdot \Delta T_S) \cdot F_{VT}}{E_{ST} \cdot A_S} \quad (18)$$

$$\Delta l_{PVT} = \frac{(l_P + \alpha_P \cdot l_P \cdot \Delta T_P) \cdot F_{VT}}{E_{PT} \cdot A_P} \quad (19)$$

Nun werden die Formeln (16) bis (19) in die Formel (15) eingesetzt und nach der Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur aufgelöst. Die einzelnen Umformungsschritte können [24, S269 f.] entnommen werden. Die finale Formel sieht wie folgt aus [24, S.270]:

$$F_{VT} = \frac{\frac{F_V \cdot l_S}{E_S \cdot A_S} + \frac{F_V \cdot l_P}{E_P \cdot A_P} + \alpha_P \cdot l_P \cdot \Delta T_P - \alpha_S \cdot l_S \cdot \Delta T_S}{\frac{(1 + \alpha_S \cdot \Delta T_S) \cdot l_S}{E_{ST} \cdot A_S} + \frac{(1 + \alpha_P \cdot \Delta T_P) \cdot l_P}{E_{PT} \cdot A_P}} \quad (20)$$

Tabelle 21: Variablen Formel (15)

Variable	Einheit	Beschreibung
F_{VT}	N	Vorspannkraft je Schraube bei erhöhter Temperatur
F_V	N	Vorspannkraft je Schraube bei Raumtemperatur
l_S	mm	Länge der Schraube
E_S	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes bei Raumtemperatur
A_S	mm^2	Gewinde-Nennspannungsquerschnitt
l_P	mm	Länge des Bauteils
E_P	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul des Bauteilwerkstoffes bei Raumtemperatur
A_P	mm^2	Querschnittsfläche des Bauteils
E_{ST}	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes bei erhöhter Temperatur
E_{PT}	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul des Bauteilwerkstoffes bei erhöhter Temperatur

Bei den Formeln (13) bis (20) wird nur ein verspanntes Bauteil behandelt. Da die Dehnschrauben beim Dampfboiler mehrere Teile verspannen, werden die Längenänderungen Δl_{PVT} und Δl_{PV} der einzelnen Bauteile an dieser Stelle addiert. Die Querschnittsfläche A_P des gesamten Bauteils wird dabei durch die Schraubenanzahl geteilt. Die berechnete Vorspannkraft der Schrauben bei erhöhter Temperatur für die drei Varianten ist in Tabelle 22 dargestellt. Die Berechnungen können in Anhang 05 eingesehen werden.

Tabelle 22: Ergebnisse Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke s	Gewählte Vorspannkraft F_V	Vorspannkraft je Schraube bei erhöhter Temperatur F_{VT}
1-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	$1,9 \cdot 10^3$ N	585,71 N
	3,5 mm	$1,9 \cdot 10^3$ N	456,13 N
	5,0 mm	$2,1 \cdot 10^3$ N	530,94 N
1,5-Liter-Dampfboiler	2,5 mm	$1,9 \cdot 10^3$ N	535,28 N
	3,5 mm	$2,0 \cdot 10^3$ N	506,94 N
	5,0 mm	$2,3 \cdot 10^3$ N	684,56 N
	7,0 mm	$3,1 \cdot 10^3$ N	$1,37 \cdot 10^3$ N
3-Liter-Dampfboiler	5,0 mm	$3,1 \cdot 10^3$ N	$1,36 \cdot 10^3$ N
	9,0 mm	$5,2 \cdot 10^3$ N	$3,28 \cdot 10^3$ N

Aus Tabelle 22 lässt sich erkennen, dass die Vorspannkraft bei Betriebstemperatur größer ist als die geforderte Mindestschraubkraft im Prüfungszustand nach Tabelle 14. Somit sollten die Schrauben ausreichend dimensioniert sein.

4.4.6 Auslegung der Dichtungen

Die Fließgrenze ist die Grenze, ab der ein Werkstoff beginnt, sich plastisch zu verformen [25]. Da PTFE ein Werkstoff ist, der mit einer 1% Fließgrenze von $10 \frac{N}{mm^2}$ keine hohe Festigkeit aufweist, wird die Dichtung speziell gegen Fließen geprüft [26]. Dabei wird im ersten Schritt die Auflagefläche A_D der Dichtung und dem Borosilikatglaszylinder berechnet. Grund dafür ist, dass dies die kleinste Fläche ist, auf welcher die Kraft lastet und somit die Spannung demnach am größten ist. Anschließend wird die wirkende Kraft ermittelt. Diese ergibt sich aus der Vorspannkraft F_V , die mit der Schraubenzahl multipliziert wird. Im Anschluss wird diese durch die Auflagefläche A_D dividiert. Im letzten Schritt wird die berechnete Spannung mit der Fließgrenze verglichen. Das Ergebnis der Berechnungen ist in Tabelle 23 zusammengefasst.

Tabelle 23: Ergebnisse Dichtungsauslegung Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke s	Auflagefläche A_D	Vorspannkraft F_V	Spannung σ_D
1 Liter - Dampfboiler	2,5 mm	609 mm ²	1,9 · 10 ³ N	15,61 $\frac{N}{mm^2}$
	3,5 mm	841 mm ²	1,9 · 10 ³ N	11,29 $\frac{N}{mm^2}$
	5,0 mm	1178 mm ²	2,1 · 10 ³ N	8,91 $\frac{N}{mm^2}$
1,5 Liter - Dampfboiler	2,5 mm	687 mm ²	1,9 · 10 ³ N	13,82 $\frac{N}{mm^2}$
	3,5 mm	951 mm ²	2,0 · 10 ³ N	10,51 $\frac{N}{mm^2}$
	5,0 mm	1335 mm ²	2,3 · 10 ³ N	8,61 $\frac{N}{mm^2}$
	7,0 mm	1825 mm ²	3,1 · 10 ³ N	8,49 $\frac{N}{mm^2}$
3 Liter - Dampfboiler	5,0 mm	1885 mm ²	3,1 · 10 ³ N	8,22 $\frac{N}{mm^2}$
	9,0 mm	3280 mm ²	5,2 · 10 ³ N	7,93 $\frac{N}{mm^2}$

Aus Tabelle 23 ist erkennbar, dass die Spannungen der Varianten mit 2,5 mm und 3,5 mm Wandstärke über der 1% Fließgrenze von PTFE liegen. Um ein Fließen der PTFE Dichtung zu verhindern, sollten somit für den Versuchsaufbau Borosilikatglasrohre mit einer Mindestwandstärke von 5 mm verwendet werden.

4.5 Versuchsaufbau

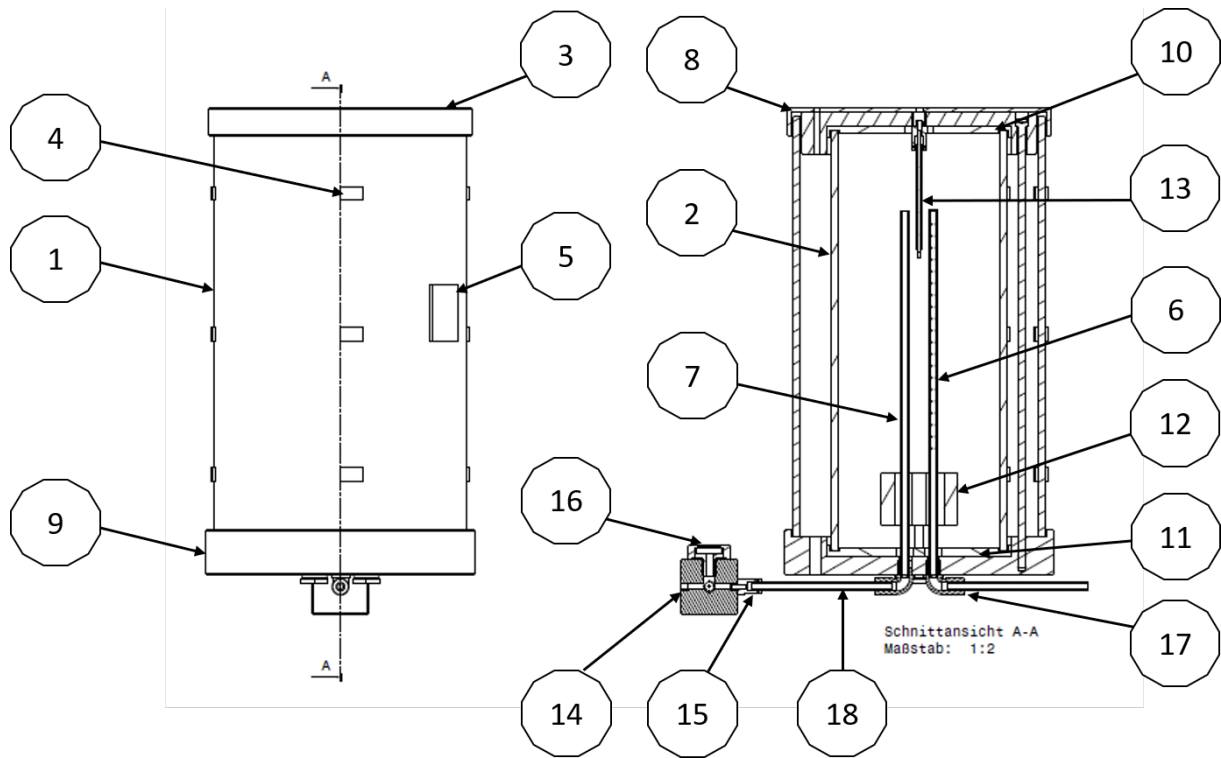


Abbildung 10: Versuchsaufbau 3-Liter-Dampfboiler

Nachdem die Dichtung der Dampfboiler mit einer Wandstärke kleiner 5 mm ein hohes Risiko zum Fließen aufweisen, werden diese Varianten nicht angefertigt. Deshalb werden vorerst nur die 1-, 1,5- und 3-Liter-Variante mit einer Wandstärke von 5 mm konstruiert. In Abbildung 10 ist exemplarisch der Aufbau des 3 Liter-Dampfboilers mit entsprechenden Ziffern dargestellt, auf die im folgenden Abschnitt genauer eingegangen wird.

Um die Wandtemperaturen messen zu können, werden entweder Thermistoren oder Widerstandsthermometerchips (4) verwendet und auf den beiden Seiten des äußeren (1) und auf der Außenseite des inneren Borosilikatglaszylinders (2) angebracht. Die Entscheidung, welche Art von Sensor eingesetzt werden soll, wird in naher Zukunft getroffen. Zusätzlich werden auf den Wänden sogenannte Dehnmessstreifen (5) aufgeklebt, um die Ausdehnung der Borosilikatglasrohre zu messen. In Abbildung 10 sind die beiden Sensoren vereinfacht dargestellt. Es sollen lediglich die Messstellen definiert werden. Dabei werden die Thermistoren bzw. die Widerstandsthermometerchips so platziert, dass im 90° Grad Abstand sowohl die Temperatur im Bereich der Dampfblase, als auch im Bereich des Wassers und dem Übergang gemessen werden kann. Die Dehnmessstreifen werden im Bereich des Wassers angebracht. In der Kappe (3) und dem Deckel (8) befindet sich jeweils eine Bohrung, um die Kabel der Sensoren hindurchleiten zu können.

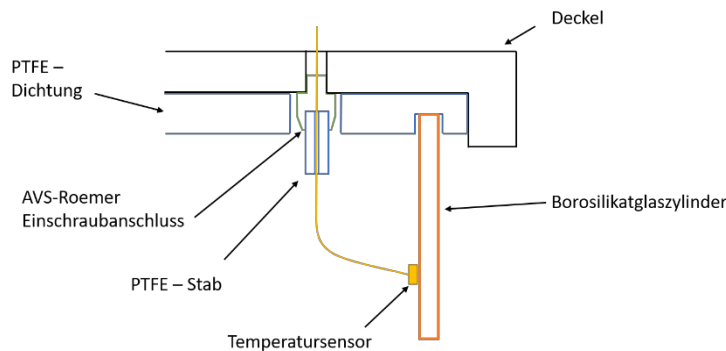


Abbildung 11: Vorschlag für Innentemperaturmessung Dampfboiler

klebt werden. Der Stab wird anschließend in eine AVS-Römer Verschraubung gesteckt, die mit dem Deckel verschraubt ist.



Abbildung 12: Heizelement Dampfboiler

Von der unteren Seite des Dampfboilers werden das Steigrohr (6) und das Dampfrohr (7) mit einem Außendurchmesser von 6 mm und einer Wandstärke von 1 mm eingeführt. Das Steigrohr besitzt im 90 Grad Abstand verteilt Bohrungen, um das Wasser gleichmäßig über die Länge des Zylinders zu verteilen und somit eine Schichtung des Wassers mit unterschiedlichen Temperaturen zu verhindern. Beide Rohre werden mit den AVS-Römer L-Anschlüssen (17) verklebt. Im Boden (9) befinden sich zwei Bohrungen. Die erste liegt im Zwischenraum der Zylinder und dient zum Ablassen des Wassers im Falle des Bruchs des inneren Rohres. Die zweite befindet sich neben den Bohrungen für das Heizelement und die beiden Rohre. In dieser mit einem M5 Gewinde versehenen Bohrung soll eine Schraube eingeschraubt werden, um ein kontrolliertes Ablassen des Wassers zu ermöglichen.

Für den Versuch wird ein Standardheizelement (12) gewählt. Es bietet genügend Raum, um die zwei Rohre im Inneren hindurchstecken zu können und besitzt eine Heizleistung von 1200 W. Die Verschraubung auf der Unterseite erfolgt mit M8 Muttern. Dabei sind zwei Dichtungen auf der Unterseite (rot) und zwei im Inneren des Boilers (weiß) verbaut (siehe Abbildung 12). Aufgrund von Platzmangel wird der Temperatursensor (13) von der Oberseite eingeführt, um die Temperatur des Wassers zu messen. Dieser ist mithilfe eines AVS-Römer Anschlusses befestigt. Außerhalb des Dampfboilers befindet sich ein Würfel (14) aus CuZn40 mit fünf Bohrungen und Gewinden. An den Würfel sind unterschiedliche Komponenten angeschlossen. Neben den zwei AVS-Römer Anschlüssen (15) ist ein Drucksensor mit einer konstruierten Vorrichtung (16) zur Verschraubung (siehe Abbildung 13), ein Sicherheitsventil zum Ablassen von überschüssigem Druck aus dem Dampfboiler sowie ein Anti-Vakuum-Ventil an dem Würfel montiert. Letzteres hat die Aufgabe den Unterdruck, welcher beim Abkühlvorgang entsteht, auszugleichen. Die Zeichnungen aller drei Varianten befinden sich in Anhang 06. Alle benötigten Bauteile sind in Anhang 07 zusammengefasst.



Abbildung 13: Drucksensoraufnahme

In Abbildung 14 ist der Hydraulikplan des Versuchsaufbaus dargestellt. Dieser dient zur Veranschaulichung der Funktionsweise des Versuches. Zu Beginn wird das Wasser mithilfe einer Rotationspumpe durch ein Magnetventil, das zur Regulierung des Wasserzuflusses verwendet wird, in den Dampfboiler befördert. Dort wird das Wasser verdampft und über den Messingwürfel durch ein weiteres Magnetventil, das den Dampfaustritt steuert, an die Dampfzange weitergeleitet.

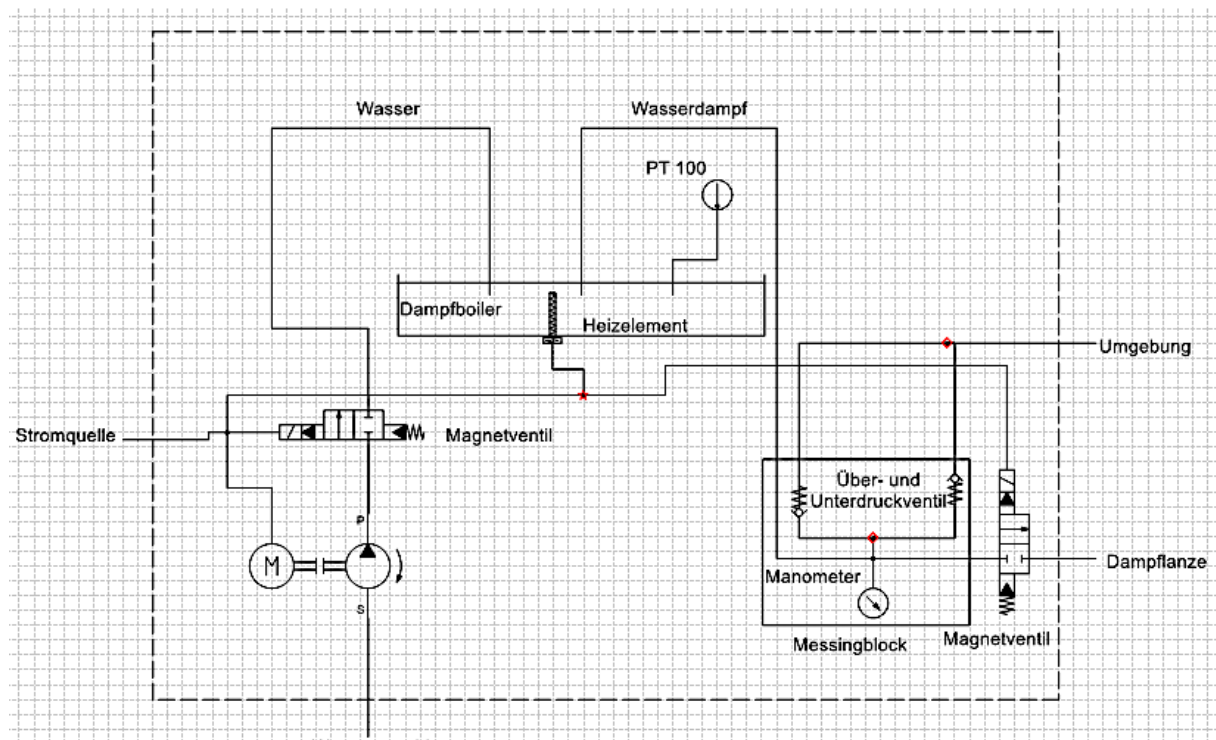


Abbildung 14: Hydraulikplan Dampfboiler

4.6 Temperaturdifferenzberechnung

Für die Versuchsdurchführung werden in diesem Abschnitt Berechnungen angestellt, um die maximal zulässige Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenwand zu ermitteln. Dabei wird der theoretische Dampfdruck nach der Ambrose - Walton – Methode [27] für die jeweilige Innentemperatur berechnet, die schrittweise um 5 K gesteigert wird. Der Temperaturverlauf über den Dampfdruck ist in Abbildung 15 dargestellt.

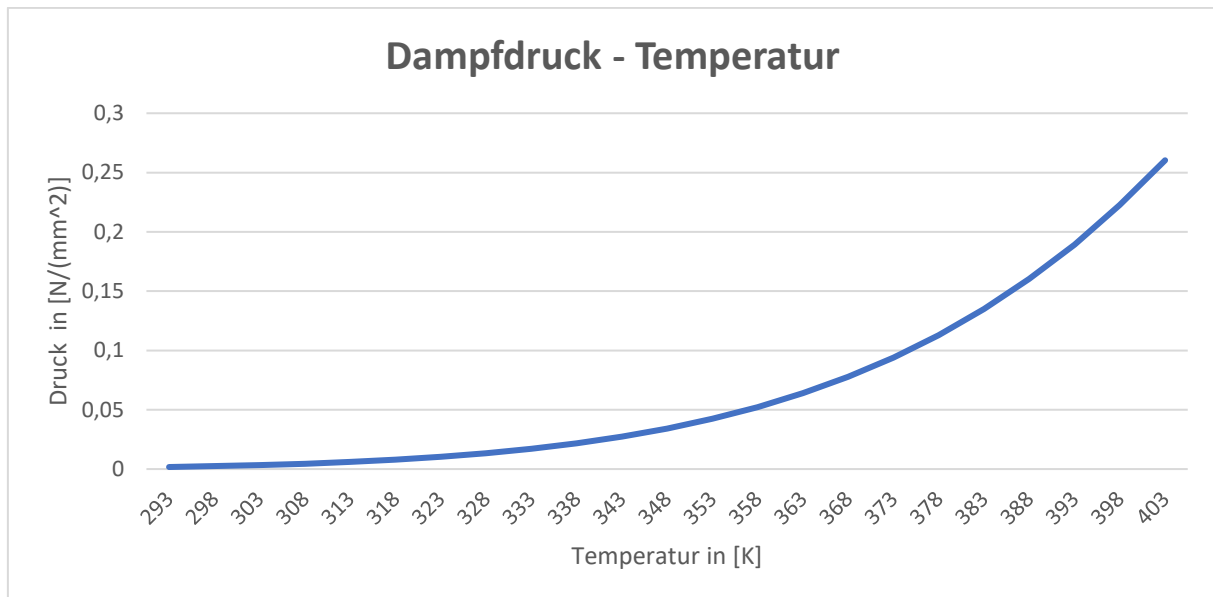


Abbildung 15: Temperatur-Druck Kurve

Anschließend werden die vorherrschenden Spannungen aus dem inneren Druck, wie in Kapitel 4.4.2 beschrieben, berechnet und von den zulässigen $6 \frac{N}{mm^2}$ abgezogen. Das Ergebnis wird mit dem Wert der Wärmespannung in Formel (7) gleichgesetzt und nach der Temperaturdifferenz aufgelöst. Die Ergebnisse für die Betriebstemperatur sind in Tabelle 24 aufgeführt. In Abbildung 16 ist der Verlauf der zulässigen Temperaturdifferenz für die drei Varianten dargestellt.

Tabelle 24: Ergebnisse Temperaturdifferenz Dampfboiler-Varianten

Variante	Wandstärke	Innentemperatur	Temperaturdifferenz Innen- und Außenwand
1-Liter-Dampfboiler	5 mm	403 K	38,84 K
1,5-Liter-Dampfboiler	5 mm	403 K	36,84 K
3-Liter-Dampfboiler	5 mm	403 K	29,83 K

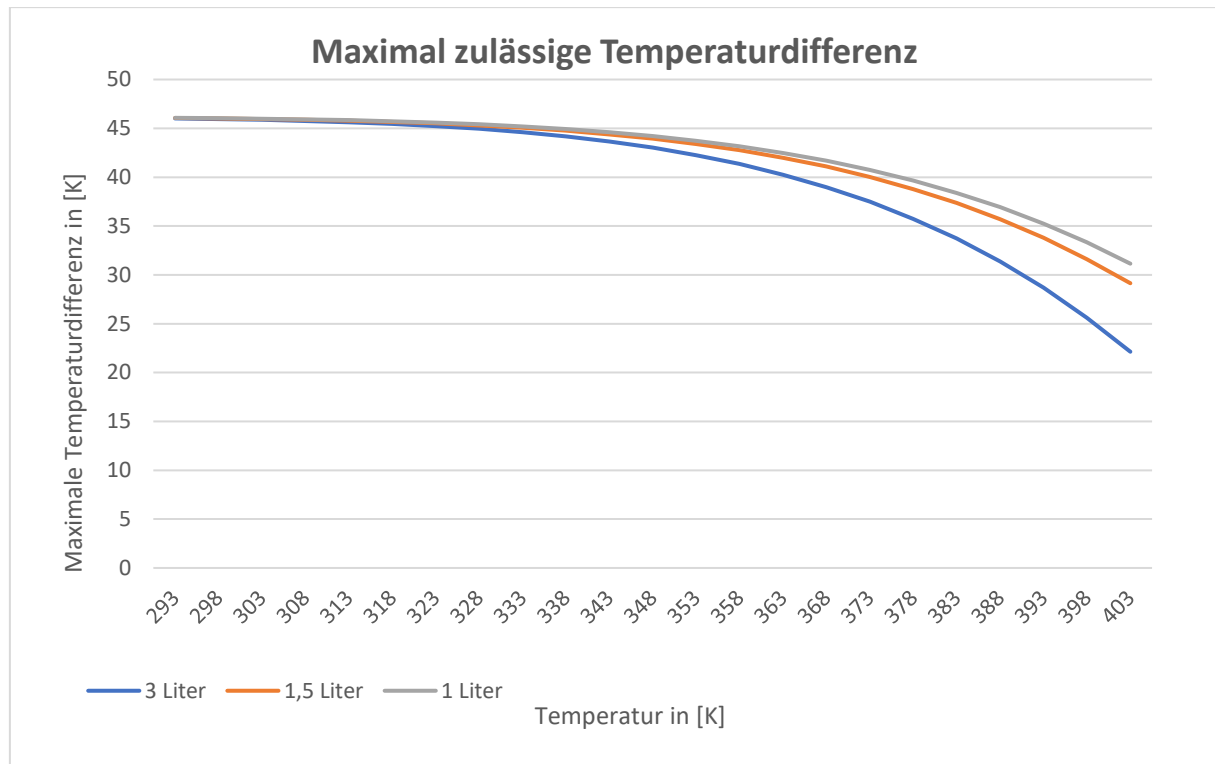


Abbildung 16: Maximal zulässige Temperaturdifferenz

4.7 Versuchsdurchführung

In diesem Abschnitt wird auf die Versuchsdurchführung eingegangen und wichtige Punkte, auf die geachtet werden muss. Als Vorlage wird Anhang 1 Abs. 2.2.4 EG-Richtlinie herangezogen [2].

Bevor die Versuche gestartet werden, soll eine Druckfestigkeitsprüfung durchgeführt werden. Dabei werden die drei Varianten mit dem Prüfdruck von $0,338 \frac{N}{mm^2}$ beaufschlagt und geprüft ob Undichtigkeiten entstehen [2, Anhang 1 Abs. 2.2.4 RL 2014/68/EU].

Wenn die Druckfestigkeitsprüfung erfolgreich verlaufen ist, sollen potenzielle Kriech- und Ermüdungserscheinungen untersucht werden. Dazu werden die Einschaltvorgänge der Dampfboiler simuliert, d.h. die Boiler werden mit frischem Wasser befüllt, auf Betriebstemperatur aufgeheizt und anschließend wird das Wasser abgelassen. Dieser Vorgang soll 10000-mal wiederholt werden.

Um das Verletzungsrisiko zu senken, soll sich der Versuchsaufbau in einem passenden Behälter befinden. Die Steuerung des Heizelements soll in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen den Wänden des inneren Borosilikatglaszylinders erfolgen, um zu große Wärmespannungen zu vermeiden. Zudem muss darauf geachtet werden, dass sich das Heizelement während der Aufheizprozesse vollständig im Wasser befindet, sodass es nicht durch Überhitzung beschädigt wird.

4.8 Zusammenfassung und Ausblick

Der konstruierte Versuchsaufbau dient als Grundlage für die weitere Entwicklung und Realisierung des Projektes „Borosilikatglas-Dampfboiler“. Durch die Untersuchung der herrschenden Temperaturen und Spannungen kann die Erkenntnis gewonnen werden, ob der Einsatz dieses Werkstoffes in der Praxis möglich ist und damit die gewünschte Optik erreicht werden kann.

Die Versuchsdurchführung wird voraussichtlich Ende des Jahres 2019 stattfinden. Falls der Versuch erfolgreich verläuft und das Borosilikatglas sich als stabil genug erweist, können weiterführende Schritte nach Anhang 1 der Richtlinie 2014/68/EU gemacht werden.

Die Verwendung der 1- bzw. 1,5-Liter-Variante ist zu empfehlen. Grund dafür ist, dass im Vergleich zur 3-Liter-Variante die verpflichtenden Anforderungen der Richtlinie 2014/68/EU vermieden werden und der Dampfboiler, wie bereits in Kapitel 4.4.1 erwähnt, lediglich nach bestem Ingenieurwissen konstruiert werden kann.

5 Entwicklung des Kaffeeboilers

Im folgenden Abschnitt wird auf die Aufgabenstellung, die Konzeptfindung, sowie die rechnerische Auslegung des Kaffeeboilers eingegangen. Anschließend wird der vom Hersteller optimierte Prototyp auf seine Festigkeit hin überprüft.

5.1 Aufgabe und Anforderungen

Bei der Entwicklung des Kaffeeboilers wird als wichtigstes Ziel eine kurze Aufheizdauer festgelegt. Hintergrund dafür ist die „VERORDNUNG (EU) Nr. 801/2013 DER KOMMISSION vom 22. August 2013“ [28]. Diese wurde erlassen, um unter anderem die „VERORDNUNG (EG) Nr. 1275/2008 DER KOMMISSION vom 17. Dezember 2008“ zu ergänzen [28]. In Artikel 1 Absatz 7 der VERORDNUNG (EG) Nr. 801/2013 ist die bis dahin nicht genau geregelte Dauer festgelegt, nach der eine Kaffeemaschine in den Standby-Modus wechseln muss. [28, Art.1 Abs.7]. In diesem Modus werden die Boiler nicht beheizt und die Maschine kühlt somit ab [29, Art. 2 Abs. 2]. Die Wartezeit bei Inbetriebnahme soll deshalb möglichst kurz gehalten werden. Um eine dafür notwendige kurze Aufheizzeit ermöglichen zu können, werden zwei Maßnahmen getroffen. Erstens soll das Volumen des Kaffeeboilers zwischen 100 und 250 Millilitern liegen, sodass nur eine geringe Menge Wasser erhitzt werden muss. Zweitens soll ein leistungsstarkes Heizelement verwendet werden. Vor Beginn dieser Arbeit wurde bereits recherchiert und sich auf eine sogenannte „Wendelrohrpatrone“ geeinigt. Diese zeichnet sich durch eine geringe Baugröße und eine hohe Leistungsdichte aus [30]. Eine Wendelrohrpatrone wird zwar normalerweise nicht im Wasser eingesetzt, aber laut Herstellern kann diese auch für diesen Zweck verwendet werden.

Alle Anforderungen sind in einer Anforderungsliste in Anhang 08 zusammengefasst.

Die Einteilung und Strukturierung erfolgt, wie bereits in Kapitel 4.1 erwähnt, über den Projektplan in Anhang 01.

5.2 Funktionsweise des Kaffeeboilers

Zu Beginn des Prozesses wird Wasser durch die Rotationspumpe über den Wasserzulauf in den Boiler befördert. Sobald dieser mit Wasser befüllt ist, wird die Wendelrohrpatrone eingeschaltet und beginnt das Wasser zu erhitzen. Sobald das Wasser eine Temperatur von 383 K erreicht hat, wird es über den Wasserablauf in den Mischer geleitet. Dort wird es in einem entsprechenden Verhältnis mit kaltem Wasser gemischt, um die vom Verbraucher eingestellte Temperatur zu erreichen. Da keine Druckventile verbaut werden, herrscht im Kaffeeboiler ein Druck, dessen Größe vom eingestellten Druck der Rotationspumpe und dem Druck, der beim Erhitzungsprozess entsteht, abhängig ist.

5.3 Konzeptentwicklung des Kaffeeboilers

In den nachfolgenden Kapiteln werden drei unterschiedliche Konzepte für den Kaffeeboiler beschrieben. Um die Entscheidung für ein Konzept zu begründen, wird in Kapitel 5.3.4 eine Bewertung durchgeführt. Dafür wird im Anschluss an die Beschreibung der Konzepte eine Eigenschaftsabschätzung erläutert.

5.3.1 Erstes Konzept des Kaffeeboilers

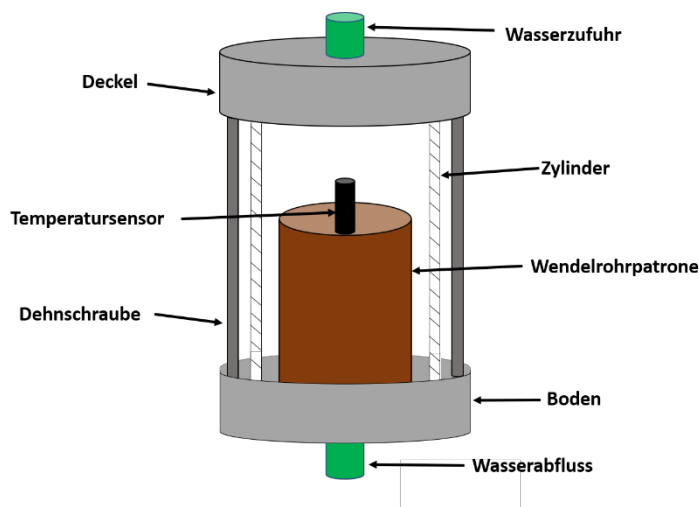


Abbildung 17: Erstes Kaffeeboiler-Konzept

Das erste Konzept des Kaffeeboilers ist an den Entwurf des Dampfboilers angelehnt. (siehe Abbildung 17). Der Deckel, der Zylinder und der Boden sind mit Dehnschrauben verbunden und zwischen Zylinder und Boden bzw. Deckel befindet sich ebenfalls eine PTFE-Dichtung. Die Wendelrohrpatrone wird im Boden mit einer Klemmringverschraubung befestigt. Der Temperatursensor wird von unten in den Boiler eingebracht und mit einem AVS-Römer Anschluss fixiert.

Auch die Fertigung ist vergleichbar mit der des Dampfboilers. Das Heizelement, die Dehnschrauben sowie der Temperatursensor sind Zulieferteile, die keiner weiteren Bearbeitung bedürfen. Der Zylinder, der Deckel und der Boden müssen aus Halbzeugen gefertigt werden. Da es sich bei dem Boilermaterial aus Hygienegründen um Edelstahl handelt, wird der Prozess der Fertigung aufgrund von Erfahrungswerten als sehr aufwendig angesehen.

Die Montage wird ebenfalls als unproblematisch angesehen. Diese kann in wenigen Arbeitsschritten und von ungeschultem Personal durchgeführt werden.

Die Möglichkeit einer Reparatur ist bei diesem Modell durch die lösbare Verbindung durch Dehnschrauben gegeben. Diese ermöglicht ebenfalls eine Wartung und Inspektion des Boilerinneren.

Die Produktionskosten werden sehr hoch eingeschätzt. Wendelrohrpatronen sind in geringer Stückzahl sehr teuer. Die Produktion von einem Einzelstück nach Kundenwunsch kostet laut Hersteller bis zu 360 Euro. Der Preis sinkt bei steigender Stückzahl. Auch die Kosten für die Anfertigung der Dehnschrauben sind hoch. Die Verarbeitung der Halbzeuge ist, wie bereits zuvor erwähnt, zeitaufwendig und somit auch ein großer Kostenfaktor.

5.3.2 Zweites Konzept des Kaffeeboilers

Das zweite Konzept ist in Abbildung 18 dargestellt. Hierbei wird auf die Verwendung von Schrauben verzichtet. Stattdessen werden der Deckel und der Boden mit dem Zylinder verschweißt. Dadurch ist eine Dichtung ebenfalls nicht notwendig. Die Wendelrohrpatrone wird vor dem Verschweißen im Boden montiert. Das gleiche gilt für den Temperatursensor.

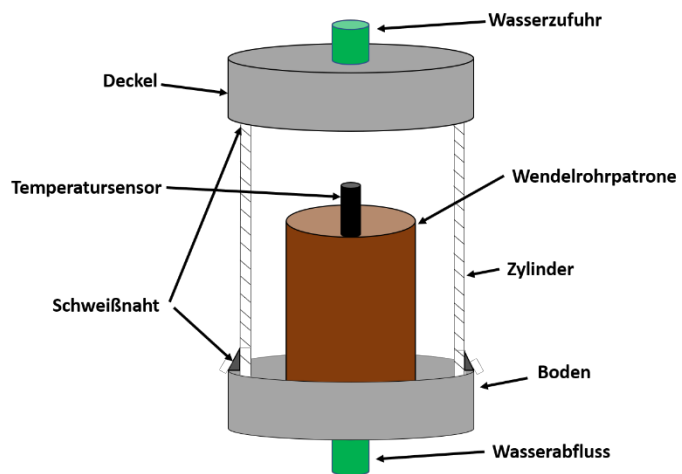


Abbildung 18: Zweites Kaffeeboiler-Konzept

Das Schweißen von Edelstahl ist bekannterweise als aufwendig zu betrachten, was nur von geschultem Personal durchgeführt werden kann. Da die Wendelrohrpatrone und der Temperatursensor zuvor in den Kaffeeboiler eingebracht werden müssen, muss die gesamte Fertigung von einem Zulieferer übernommen werden.

Die Montage fällt entsprechend einfach aus. Es müssen lediglich Anschlüsse für die PTFE-Leitungen angebracht werden.

Die Möglichkeit einer Reparatur ist aufgrund der Verwendung von Schweißnähten nicht gegeben. Somit ist die Wartung des Kaffeeboilers ohne Zerstörung der Schweißnähte nicht möglich.

Aufgrund eines bereits zuvor angeforderten Angebots für ein ähnliches Konzept eines Kaffeeboilers, kann man die Kosten für die Fertigung als gering ansehen. Die Wendelrohrpatrone ist dabei, wie bereits zuvor erwähnt, der größte Kostenfaktor.

5.3.3 Drittes Konzept des Kaffeeboilers

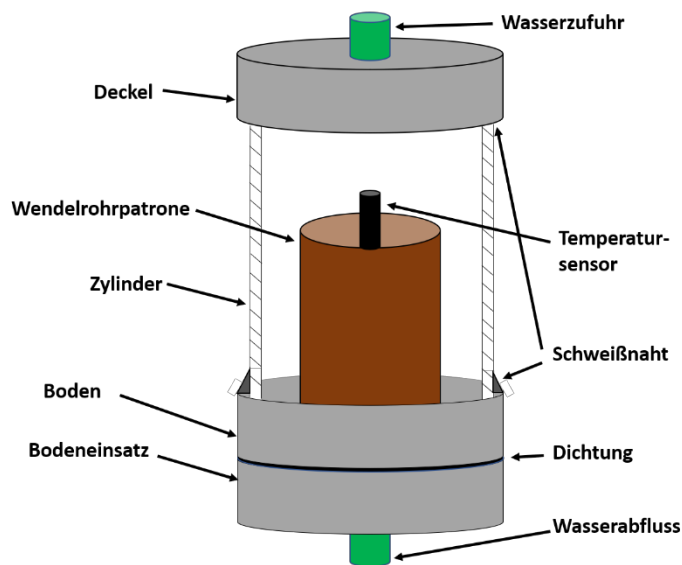


Abbildung 19: Drittes Kaffeeboiler-Konzept

Das dritte Konzept ist in Abbildung 19 dargestellt. Dieses ist dem Konzept 2 im Aufbau sehr ähnlich. Der Boden hat dabei allerdings ein Loch in der Mitte, durch das die Wendelrohrpatrone und der Temperatursensor eingeführt werden. Diese werden in einem Bodeneinsatz befestigt, der mit dem Boden, mithilfe von eingeschweißten Gewindebolzen, verschraubt wird. Zwischen dem Boden und dem Bodeneinsatz befindet sich eine Dichtung.

Die Fertigung kann genau wie beim zweiten Konzept des Kaffeeboilers von einem Zulieferer übernommen

werden. Dabei muss die Montage der Wendelrohrpatrone und des Temperatursensors nicht zuvor durchgeführt werden. Lediglich die Fertigung einer passenden Dichtung muss noch vorab erfolgen.

Die Montage ist ebenfalls sehr einfach und kann von ungeschultem Personal durchgeführt werden.

Aufgrund des Bodeneinsatzes ist der Austausch von defekten Teilen möglich. Durch das Entfernen des Bodeneinsatzes ist auch eine Wartung sehr einfach durchzuführen.

Die Kosten werden höher als die des zweiten Konzeptes eingeschätzt. Grund dafür ist der zusätzliche Bodeneinsatz und das Einschweißen von Gewindebolzen im Boden.

5.3.4 Bewertung der Konzepte und Auswahl des finalen Konzepts

Die Entscheidung für ein finales Konzept basiert auf einer Bewertung. Als Bewertungsmethode wird die gewichtete Punktebewertung verwendet. [31, S.646]. Die Bewertung ist in Abbildung 20 dargestellt. Für alle drei Konzepte ist eine Isolierung des Zylinders vorgesehen, die nicht in die Bewertung eingeht.

Bewertung der Kaffeeboiler-Konzepte

Kriterien	Gewichtung	Konzept 1		Konzept 2		Konzept 3	
		Bewertung	Punkte	Bewertung	Punkte	Bewertung	Punkte
Fertigung	0,2	3	0,6	2	0,4	5	1
Montage	0,2	4	0,8	3	0,6	4	0,8
Kosten	0,35	2	0,7	3	1,05	5	1,75
Reparatur	0,2	5	1	1	0,2	5	1
Wartung	0,05	3	0,15	1	0,05	5	0,25
Summe	1		3,25		2,3		4,8

Skala	
1	ungenügend
2	mangelhaft
3	befriedigend
4	gut
5	sehr gut

Abbildung 20: Bewertung der Kaffeeboiler-Konzepte

Es lässt sich erkennen, dass das dritte Konzept am besten abschneidet. Grund dafür ist, dass es die günstigste Variante ist, die mit geringem Aufwand repariert und gewartet werden kann.

5.4 Auslegung des Kaffeeboilers

Nachdem das finale Konzept für den Kaffeeboiler festgelegt ist, erfolgt nun, genau wie in Kapitel 4.4, die Auslegung. Dazu wird im ersten Schritt ebenfalls auf die gesetzlichen Anforderungen in Form der Richtlinie 2014/68/EU eingegangen.

5.4.1 Gesetzliche Anforderungen an Kaffeeboiler

Der Kaffeeboiler erfüllt mit einem Volumen von ca. 200 Milliliter und einer Betriebstemperatur von maximal 383 [K] nicht die bereits in Kapitel 4.4.1 genannten Voraussetzungen der Richtlinie 2014/68/EU. Somit muss er nicht nach den Vorgaben von Anhang 1 konstruiert werden. Die nachfolgenden Berechnungen orientieren sich dennoch am AD 2000 Regelwerk und [9].

5.4.2 Festigkeitsberechnung

Das Vorgehen bei der Berechnung der Festigkeit des Kaffeeboilers erfolgt nach dem gleichen Prinzip, das in Kapitel 4.4.2 erläutert wurde. Aus diesem Grund wird auf die Formeln in den entsprechenden Kapiteln verwiesen und die Ergebnisse in Tabellen dargestellt. Als Material des Kaffeeboilers wird X2CrNiMo 17-12-2 verwendet. Der Berechnungsdruck wird mit $1,5 \frac{N}{mm^2}$ gewählt und der Prüfdruck mit $2,0 \frac{N}{mm^2}$. Die im folgenden Abschnitt dargestellten Ergebnisse sind ebenfalls die der Berechnungen unter Verwendung des Prüfdrucks.

Zu Beginn wird die benötigte Mindestwandstärke nach Formel (1) berechnet. Der Zuschlag c_{AZ} ist, aufgrund der Verwendung eines austenitischen Stahles, mit 0 gleichzusetzen [10, Abs. 9.2.3]. Das Ergebnis ist in Tabelle 25 dargestellt.

Tabelle 25: Ergebnisse Mindestwandstärke Kaffeeboiler

Variable	Wert	Beschreibung
s_{min}	0,39 mm	Mindestwandstärke des Kaffeeboilers
d	77 mm	Außendurchmesser des Kaffeeboilers
p	$2 \frac{N}{mm^2}$	Prüfdruck
b	1	Faktor zur Berücksichtigung der Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannung in Fügeverbindung
$\frac{K}{S}$	$87,5 \frac{N}{mm^2}$	Zulässige Beanspruchung von X2CrNiMo 17-12-2
c_{su}	0,3 mm	Zuschlag zur Berücksichtigung der Wanddickenunterschreitung
c_{abn}	0 mm	Abnutzungszuschlag

Für die weiteren Berechnungen wird die Wandstärke gleich 3 mm gesetzt.

Im nächsten Schritt werden die durch den herrschenden Druck verursachten Spannungen im Zylinder berechnet. Dies erfolgt über die Formeln (3), (4), (5) und (6). Die Ergebnisse sind in Tabelle 26 zusammengefasst.

Tabelle 26: Ergebnisse Festigkeitsberechnungen Kaffeeboiler

Variable	Wert	Beschreibung
r_i	35,5 mm	Außendurchmesser
s	3 mm	Wandstärke
p	$2 \frac{N}{mm^2}$	Prüfdruck
$\frac{K}{S}$	$87,5 \frac{N}{mm^2}$	Zulässige Spannung des X2CrNiMo 17-12-2
σ_l	$11,83 \frac{N}{mm^2}$	Längsspannung
σ_u	$23,67 \frac{N}{mm^2}$	Umfangsspannung
σ_r	$-1 \frac{N}{mm^2}$	Radialspannung
σ_v	$24,67 \frac{N}{mm^2}$	Vergleichsspannung

Für die Berechnung der Wärmespannung werden die Temperaturen an der Boilerwand nach [32] berechnet. Dabei wird ebenfalls eine stationäre Wärmeleitung angenommen. Zusätzlich wird eine Isolierung mit einer Stärke von 3 [mm] an der Boileraußenwand angebracht. Das Ergebnis der Wandtemperaturen der Boilerwand sowie die verwendeten Werte befinden sich in Tabelle 27. Die Berechnung kann in Anhang 09 eingesehen werden.

Tabelle 27: Ergebnisse Temperaturberechnung Kaffeeboiler

Variable	Wert	Beschreibung
α_{Wasser}	$1140,00 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangszahl Wasser- X2CrNiMo 17-12-2
α_{Luft}	$174,00 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangszahl Isolierung-Luft
λ_{St}	$15,00 \frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit des X2CrNiMo 17-12-2
λ_{Iso}	$0,06 \frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit der Isolierung
T_{Wasser}	383,00 K	Temperatur des Wassers
T_{Luft}	293,00 K	Temperatur der Luft
T_{Wa}	381,06 K	Außenwandtemperatur
T_{Wi}	381,41 K	Innenwandtemperatur

Mit den berechneten Temperaturen wird nun die Wärmespannung innerhalb der Boilerwand nach Formel (7) berechnet, vom Festigkeitswert abgezogen und das Ergebnis anschließend mit der Vergleichsspannung verglichen. Das Ergebnis befindet sich in Tabelle 28.

Tabelle 28: Ergebnisse Wärmespannung Kaffeeboiler

Variable	Wert	Beschreibung
E_{St}	$1,86 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul 200 °C X2CrNiMo 17-12-2
ν_{St}	0,285	Poissonzahl X2CrNiMo 17-12-2
α_{St}	$16,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$	Längenausdehnungskoeffizient X2CrNiMo 17-12-2
ΔT_W	0,35 K	Temperaturdifferenz Wand
σ_{wWa}	$-0,75 \frac{N}{mm^2}$	Wärmespannung außen
σ_{wWi}	$0,75 \frac{N}{mm^2}$	Wärmespannung innen
$\frac{K}{S}$	$87,5 \frac{N}{mm^2}$	Zulässige Spannung X2CrNiMo 17-12-2
σ_{Rest}	$86,75 \frac{N}{mm^2}$	Zulässige Spannung abzüglich Wärmespannung
σ_v	$24,67 \frac{N}{mm^2}$	Vergleichsspannung

Aus Tabelle 28 lässt sich erkennen, dass die zulässige Spannung σ_{Rest} nach Abzug der Wärmespannung immer noch deutlich größer als die Vergleichsspannung σ_v ist. Dies bedeutet, dass die Boilerwand mit 3 mm ausreichend dimensioniert ist.

Die Berechnung der Mindestwandstärken von Deckel und Boden erfolgt nach der Formel (8). Jedoch wird für den Durchmesser nach [13] Absatz 6.1.1 der Innendurchmesser eingesetzt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 29 dargestellt.

Tabelle 29: Ergebnisse Mindestwandstärke Kaffeeboiler

Variable	Wert	Beschreibung
s_{min}	1,66 mm	Mindestwandstärke
C_{Bo}	0,40	Berechnungsbeiwert für ebene Böden
p	$2 \frac{N}{mm^2}$	Prüfdruck
$\frac{K}{S}$	$87,5 \frac{N}{mm^2}$	Festigkeitskennwert für X2CrNiMo 17-12-2
d	71 mm	Berechnungsdurchmesser
c_{su}	0,3 mm	Zuschlag zur Berücksichtigung der Wanddickenunterschreitung
c_{abn}	0 mm	Abnutzungszuschlag

Für den Deckel und den Boden wird eine Wandstärke von 8 mm gewählt. Damit sind diese ausreichend dimensioniert.

5.4.3 Schweißnahtberechnung

Die Berechnung der Schweißnaht des Druckbehälters erfolgt nach [20]. „Die Schweißnähte an Behältern werden nicht wie sonst üblich einzeln nachgewiesen, sondern über den Festigkeitskennwert und den Ausnutzungsfaktor berücksichtigt“ [20, S.48]. Dies bedeutet, dass die Schweißnähte des Kaffeeboilers an dieser Stelle nicht weiter berechnet werden müssen.

5.4.4 Schraubenberechnung

Die Schraubenauslegung erfolgt nach dem gleichen Vorgehen, das bereits in Kapitel 4.4.5 erklärt wurde. Als Schraubenwerkstoff wird X2CrNi19-11 verwendet. Die Ergebnisse der Auslegung nach [21] Absatz 7.1.3 befinden sich in Tabelle 30. Die Rechnung kann in Anhang 10 eingesehen werden.

Tabelle 30: Ergebnisse Schraubenberechnung nach AD 2000 Merkblatt B7 Kaffeeboiler

Mindestschraubenkraft Betriebszustand	916,59 N
Mindestdehnschaftdurchmesser Betriebszustand	4,57 mm
Mindestschraubenkraft Prüfzustand	$1,41 \cdot 10^3$ N
Mindestdehnschaftdurchmesser Prüfzustand	1,47 mm
Mindestschraubenkraft Einbauzustand	$14,61 \cdot 10^3$ N
Mindestdehnschaftdurchmesser Einbauzustand	4,74 mm

Mit diesen Werten wird nun eine M6 Vollschaftschraube gewählt. Nach der Berechnung der Nachgiebigkeiten wird die benötigte Vorspannkraft F_V je Schraube berechnet. Diese beträgt $1,83 \cdot 10^3$ N. Jedoch ist diese bei einer Anzahl von fünf Schrauben kleiner als die geforderte Mindestschraubenkraft im Einbauzustand. Deswegen wird die Vorspannkraft gleich $3,00 \cdot 10^3$ N gesetzt. Dadurch ergibt sich ein Montagemoment von 3,06 Nm.

Auch für die Schrauben des Kaffeeboilers wird die Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur berechnet. Das Vorgehen ist redundant zu dem in Kapitel 4.4.5. Dabei wird die Temperatur der Schrauben gleich der Temperatur der äußeren Zylinderwand aus Kapitel 5.4.2 gesetzt. Die Vorspannkraft ergibt sich zu $8,77 \cdot 10^3$ N. Somit ist diese bei Betriebstemperatur größer, als die geforderte Mindestschraubenkraft im Prüfungszustand nach Tabelle 30. Somit sollten die Schrauben ausreichend dimensioniert sein.

5.4.5 Auslegung der Dichtung

Die zwischen Boden und Bodeneinsatz befindliche Dichtung wird ebenfalls gegen Fließen berechnet. Das Vorgehen entspricht dabei dem in Kapitel 4.4.6 beschriebenen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 31 zusammengefasst.

Tabelle 31: Ergebnis Dichtungsauslegung Kaffeeboiler

Variable	Wert	Beschreibung
σ_D	$3,64 \frac{N}{mm^2}$	Druckspannung auf Dichtung
R_{fPTFE}	$10 \frac{N}{mm^2}$	Fließgrenze von PTFE

Im Montagezustand besteht keine Gefahr des Fließens.

5.4.6 Heizleistungsrechnung

Um das Heizelement ausreichend zu dimensionieren, werden überschlägige Berechnungen angestellt. Dafür wird die Heizleistung ausgerechnet, die für das Erhitzen der entsprechenden Wassermenge benötigt wird. Dies geschieht über die spezifische Wärmekapazität des Wassers. Diese wird mit der Masse des Wassers und der Differenz zwischen Anfangs- und Endtemperatur multipliziert. So erhält man die benötigte Wärmemenge, um das Wasser auf die entsprechende Temperatur zu bringen. [33]. Bei einer spezifischen Wärmekapazität von $4181 \frac{J}{kg \cdot K}$, einer Masse von 0,2 kg und einer Temperaturdifferenz von 90 K ergibt sich eine Wärmemenge von 75276 J. Im nächsten Schritt wird die Wärmemenge berechnet, welche durch die Boilerwand fließt und somit als Verlust eingeht. Dazu benötigt man die Wärmeleitfähigkeit λ_W des Boilermaterials, den Außen- und Innendurchmesser, sowie die Temperaturen auf der Außen- und der Innenseite.

$$Q_{Verl} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda_W}{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)} \cdot (T_{Wi} - T_{Wa}) \quad (21)$$

Tabelle 32: Ergebnis Verlustwärmemenge Kaffeeboiler

Variable	Wert	Beschreibung
Q_{Verl}	1830 J	Verlustwärmemenge
l_W	60 mm	Länge der Boilerwand
λ_W	$15 \frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit des Boilermaterials
r_i	35,5 mm	Innenradius
r_a	38,5 mm	Außenradius
T_{Wi}	383 K	Temperatur auf der Wandinnenseite
T_{Wa}	293 K	Temperatur auf der Wandaußenseite

Die Verlustwärmemenge beträgt mit den Werten des Kaffeeboilers (siehe Tabelle 32) 1830 J. Nun werden die beiden Wärmeströme addiert und durch die Dauer geteilt, in welcher der Erwärmungsprozess ablaufen soll. In diesem Fall werden zwei Minuten angenommen. Somit ergibt sich eine benötigte Leistung von 643 W.

5.5 Finaler Entwurf

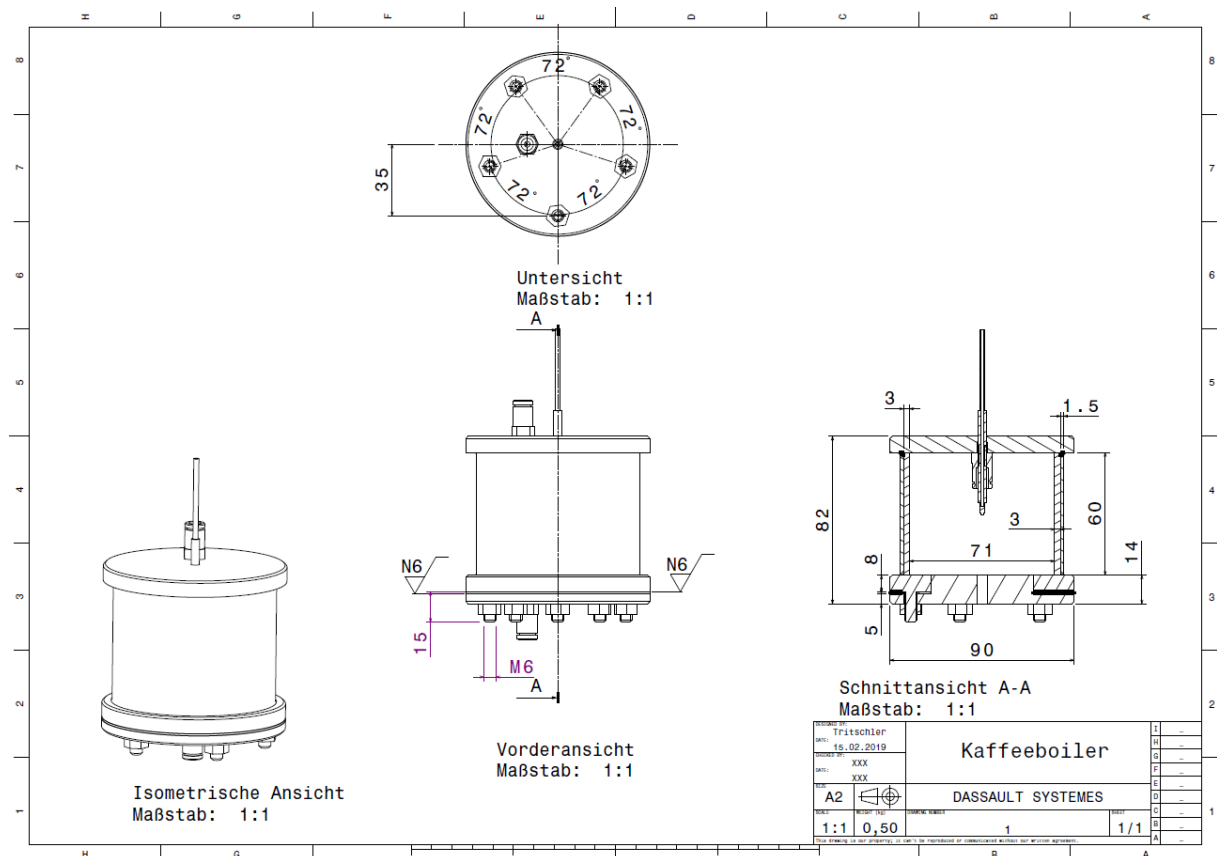


Abbildung 21: Finaler Entwurf Kaffeeboiler

Nach der Auslegung wird ein CAD-Modell erstellt. Die technische Zeichnung ist in Abbildung 21 dargestellt. Auf die Darstellung der Wendelrohrpatrone wird in der Zeichnung verzichtet. Diese wird in Absprache mit den Herstellern auf ein bestimmtes Maß gefertigt. Die AVS-Römer Anschlüsse sind mit den vom Hersteller angegebenen Maßen nachkonstruiert und dienen lediglich der Einschätzung der Platzverhältnisse im Kaffeeboiler.

5.6 Prototyp

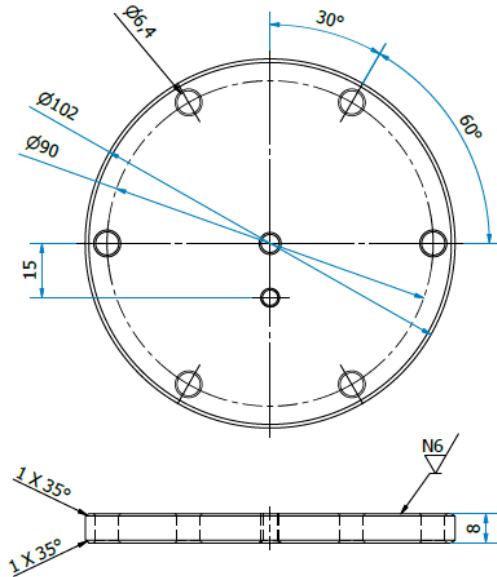


Abbildung 22: Bodeneinsatz Kaffeeboiler-Prototyp

Der Hersteller hat das CAD-Modell aufgrund seiner Erfahrung und Fachwissen in dem Bereich des Schweißens von Druckbehältern optimiert. Das Ergebnis ist in Abbildung 22 und Abbildung 23 zu sehen. Man erkennt, dass der Deckel einen kleineren Durchmesser besitzt. Statt fünf Schrauben werden nun sechs verwendet. Dabei werden in den Boden keine Schraubenbolzen mehr eingeschweißt, sondern Durchgangsbohrungen in den Boden eingebracht und mit Gewinden versehen. Die Wandstärke des Boilers wird auf 1,6 mm reduziert. Der Bodeneinsatz (siehe Abbildung 22) ist ein Zylinder mit einer Stärke von 8 mm. Die Gewinde im Deckel sind jetzt auf die gesamte Länge der Bohrung geschnitten.

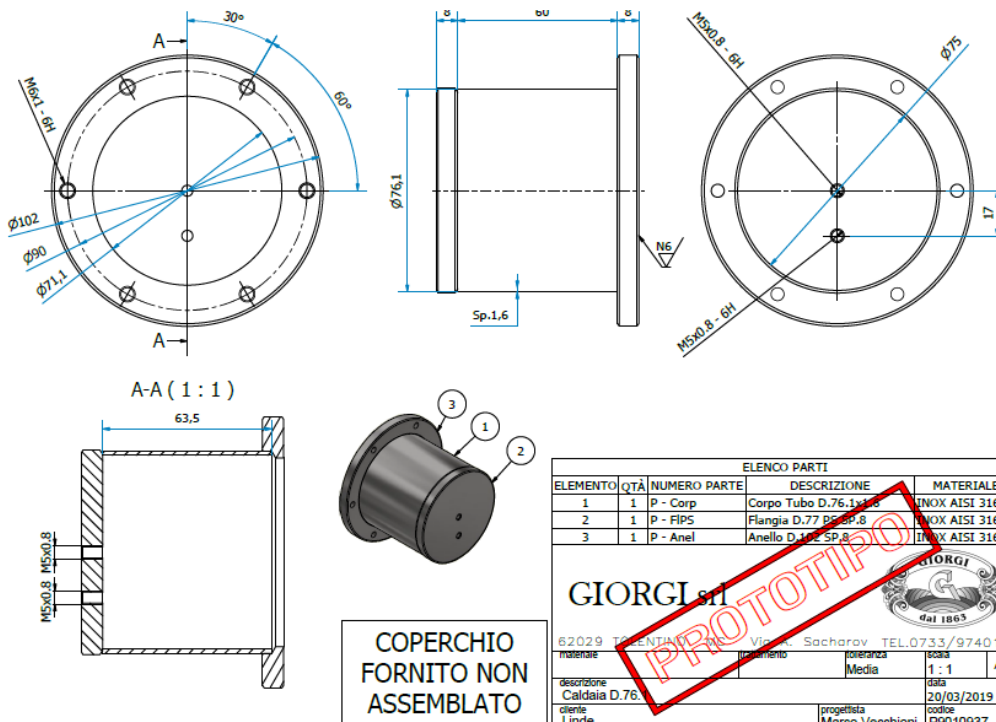


Abbildung 23: Kaffeeboiler-Prototyp

Um den Veränderungen des Herstellers zustimmen zu können, werden die Spannungen sowie die Schraubenberechnung mit den neuen Werten erneut durchgeführt. Die Ergebnisse der Spannungsberechnung sind in Tabelle 33 dargestellt.

Tabelle 33: Ergebnis Festigkeitsberechnungen Kaffeeboiler-Prototyp

Variable	Wert	Beschreibung
d_a	75,0 mm	Außendurchmesser
l	63,5 mm	Länge
s	1,6 mm	Wandstärke
p	$2 \frac{N}{mm^2}$	Prüfdruck
T_{Wa}	381,27 K	Außentemperatur
T_{Wi}	381,47 K	Innentemperatur
ΔT_W	0,2 K	Temperaturdifferenz Wand
σ_l	$22,78 \frac{N}{mm^2}$	Längsspannung
σ_u	$45,56 \frac{N}{mm^2}$	Umfangsspannung
σ_r	$-1 \frac{N}{mm^2}$	Radialspannung
σ_v	$46,56 \frac{N}{mm^2}$	Vergleichsspannung
σ_{wWa}	$-0,43 \frac{N}{mm^2}$	Wärmespannung außen
σ_{wWi}	$0,43 \frac{N}{mm^2}$	Wärmespannung innen
σ_{Rest}	$87,07 \frac{N}{mm^2}$	Zulässige Spannung abzüglich der herrschenden Wärmespannungen

Anhand der errechneten Werte lässt sich erkennen, dass der Boiler für die herrschenden Bedingungen ausreichend dimensioniert ist.

In Tabelle 34 sind die nach [21] Absatz 6.1.1 geforderten Werte für die verwendeten M6 Schrauben zusammengefasst.

Tabelle 34: Ergebnisse Schraubenberechnung nach AD 2000 Merkblatt B7 Kaffeeboiler-Prototyp

Mindestschraubenkraft Betriebszustand	$1,29 \cdot 10^3 N$
Mindestdehnschaftdurchmesser Betriebszustand	4,70 mm
Mindestschraubenkraft Prü fzustand	$1,98 \cdot 10^3 N$
Mindestdehnschaftdurchmesser Prü fzustand	1,59 mm
Mindestschraubenkraft Einba uzustand	$17,32 \cdot 10^3 N$
Mindestdehnschaftdurchmesser Einba uzustand	4,71 mm

Die nach [20] und [24] berechneten Ergebnisse befinden sich in Tabelle 35.

Tabelle 35: Ergebnisse Vorspannkraft und Montagemoment Kaffeeboiler-Prototyp

Variable	Wert	Beschreibung
F_V	$3,0 \cdot 10^3 N$	Vorspannkraft je Schraube
M_M	$3,06 Nm$	Montagemoment je Schraube
F_{VT}	$8,21 \cdot 10^3 N$	Vorspannkraft je Schraube bei erhöhter Temperatur

Aus Tabelle 35 lässt sich erkennen, dass auch die Schrauben des Prototyps ausreichend dimensioniert sind.

Die Ergebnisse der Dichtungsauslegung sind in Tabelle 36 dargestellt.

Tabelle 36: Ergebnis Dichtungsauslegung Kaffeeboiler-Prototyp

Variable	Wert	Beschreibung
σ_D	$4,49 \frac{N}{mm^2}$	Druckspannung auf Dichtung
R_{fPTFE}	$10 \frac{N}{mm^2}$	Fließgrenze von PTFE

Die Spannung auf die Dichtung im Montagezustand liegt unterhalb der Fließgrenze von PTFE. Somit besteht keine Gefahr des Fließens.

Nach der Berechnung des Prototyps erfolgt die Bestellung der zugehörigen Zulieferteile. Dabei wird die Wendelrohrpatrone, wie bereits zuvor erwähnt, speziell an den Prototyp angepasst. Ziel ist, diese so groß wie möglich zu fertigen, um die maximale Heizleistung zu erhalten.

5.7 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ergebnis der Entwicklung des Kaffeeboilers ist ein geschweißter Druckbehälter aus Edelstahl mit der Möglichkeit den Boden, durch die Verwendung von Schrauben, zu entfernen. Diese Variante hat sich im Vergleich zu den anderen Konzepten als die kostengünstigste und gleichzeitig praktikabelste Lösung erwiesen. Der konstruierte Entwurf ist durch den Hersteller optimiert worden. Die Wendelrohrpatrone wird auf diesen finalen Entwurf zugeschnitten.

Der Prototyp wird eine Testphase durchlaufen müssen. In dieser muss geprüft werden, ob die Wendelrohrpatrone für einen solchen Einsatz geeignet ist und ob die erwünschte kurze Aufheizdauer erreicht wird. Zudem muss die Dichtigkeit unter Betriebsbedingungen getestet werden. Wenn sich diese Testphase als erfolgreich herausstellt, ist ein wichtiger Schritt bei der Entwicklung der labortechnischen Espressoemaschine getan.

6 Literaturverzeichnis

- [1] <https://www.cafcaf.de/technik/einkreiser-zweikreiser-und-dualboiler-die-technik/> (Abgerufen am 20.02.2019)
- [2] RICHTLINIE 2014/68/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 15. Mai 2014 zur Harmonisierung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bereitstellung von Druckgeräten auf dem Markt
- [3] https://www.schott.com/d/tubing/02eb3de3-2c14-4a5d-b35a-6e0f73fd6c8d/schott_duran_brochure_de_final.pdf (abgerufen am 21.10.2018)
- [4] <https://de.wikipedia.org/wiki/Verdunstung> (abgerufen am 03.01.2019)
- [5] <https://de.wikipedia.org/wiki/Dampfdruck> (abgerufen am 03.01.2019)
- [6] http://www.wissenschaft-technik-ethik.de/wasser_dampfdruck.html (abgerufen am 10.11.2018)
- [7] Salzmann, Wiebke: „Dampfdruck und Verdampfung“ <https://physik.wissens-texte.de/dampfdruck.htm> (abgerufen am 03.01.2019)
- [8] https://www.vdtuev.de/themen/anlagensicherheit/dampf_und_drucktechnik/ad2000_regelwerk (abgerufen am 11.01.2019)
- [9] Herz, Rolf: Grundlagen der Rohrleitungs- und Apparatechnik. 4. Aufl.. Essen: Vulkan-Verlag GmbH, 2004. -ISBN 978-3-8027-2489-3. S. 1-341
- [10] AD 2000-Merkblatt B0 „Berechnung von Druckbehältern“ Ausgabe November 2014
- [11] AD 2000-Merkblatt B1 „Zylinder- und Kugelschalen unter innerem Überdruck“ Ausgabe Oktober 2000
- [12] AD 2000-Merkblatt N4 „Druckbehälter aus Glas“ Ausgabe Juli 2003
- [13] AD 2000-Merkblatt B5 „Ebene Böden und Platten nebst Verankerungen“ Ausgabe September 2016
- [14] AD 2000-Merkblatt W6-2 „Kupfer und Kupfer-Knetlegierungen“ Ausgabe März 2009
- [15] <https://www.chemie.de/lexikon/W%C3%A4rmekapazit%C3%A4t.html> (abgerufen am 02.02.2019)
- [16] <https://www.chemie.de/lexikon/W%C3%A4rmeleitf%C3%A4higkeit.html> (abgerufen am 02.02.2019)
- [17] <https://www.ingenieurkurse.de/waermeuebertragung-waermeleitung/waermeleitung-in-einem-feststoff/stationaere-waermeleitung/waermeleitung-durch-eine-ebene-wand/waermeuebergangszahl-der-grenzschicht.html> (abgerufen am 02.02.2019)
- [18] http://eitidaten.fh-pforzheim.de/daten/mitarbeiter/blankenbach/vorlesungen/physik_1/Physik_Bla_WAERMELEHRE.pdf (abgerufen am 20.04.2019)

- [19] Wittel, Herbert ; Muhs, Dieter ; Jannasch, Dieter ; Voßiek, Joachim: Roloff/Matek Maschinenelemente : Normung, Berechnung, Gestaltung. 21. Aufl.. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2013. -ISBN 978-3-658-02327-0. S. 1-1059
- [20] Wittel, Herbert ; Muhs, Dieter ; Jannasch, Dieter ; Voßiek, Joachim: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung. 12. Aufl.. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2014. -ISBN 978-3-658-05484-7. S. 1-308
- [21] AD 2000-Merkblatt B7 „Schrauben“ Ausgabe September 2016
- [22] DIN 2510 Blatt 1 Schraubenverbindungen mit Dehnschaft, Übersicht, Anwendungsbereich und Einbaubeispiele Blatt 1 Beiblatt —, —, Studien zur Berechnung der Schraubenverbindungen (abgerufen über Perinorm)
- [23] <https://www.schweizer-fn.de/maschinenelemente/schraube/schraubenverbindung.php> (abgerufen am 03.01.2019)
- [24] Kloos, Karl-Heinz ; Thomala, Wolfgang: Schraubenverbindungen : Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung. 5. Aufl. 2007. Berlin Heidelberg: Springer Science & Business Media, 2007. -ISBN 978-3-540-21282-9. S. 1-428
- [25] <https://www.chemie.de/lexikon/Flie%C3%9Fgrenze.html> (abgerufen am 01.02.2019)
- [26] <https://www.teku-gmbh.com/downloads/> (abgerufen am 10.02.2019)
- [27] <https://de.wikipedia.org/wiki/Ambrose-Walton-Methode> (abgerufen am 10.01.2019)
- [28] VERORDNUNG (EU) Nr. 801/2013 DER KOMMISSION vom 22. August 2013 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 1275/2008 im Hinblick auf die Festlegung von Ökodesign- Anforderungen an den Stromverbrauch elektrischer und elektronischer Haushalts- und Bürogeräte im Bereitschafts- und im Aus-Zustand und zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 642/2009 im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von Fernsehgeräten
- [29] VERORDNUNG (EG) Nr. 1275/2008 DER KOMMISSION vom 17. Dezember 2008 zur Durchführung der Richtlinie 2005/32/EG des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Festlegung von Ökodesign-Anforderungen an den Stromverbrauch elektrischer und elektronischer Haushalts- und Bürogeräte im Bereitschafts- und im Aus Zustand
- [30] <https://www.hke-tec.com/wendelrohrpatronen/> (abgerufen am 20.10.2018)
- [31] Ehrlenspiel, Klaus; Meerkamm, Harald: Integrierte Produktentwicklung: Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. 6. Aufl.. M: Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 2017. -ISBN 978-3-446-45545-0. S. 1-1024
- [32] <https://www.ingenieurkurse.de/waermeuebertragung-waermeleitung/waermeleitung-in-einem-feststoff/stationaere-waermeleitung/widerstaende-der-waermeleitung/waermewiderstand.html> (abgerufen am 15.03.2019)
- [33] <https://www.frustfrei-lernen.de/thermodynamik/spezifische-waermekapazitaet.html> (abgerufen am 20.01.2019)

7 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Erstes Dampfboiler-Konzept.....	4
Abbildung 2: Überarbeitetes Dampfboiler-Konzept.....	5
Abbildung 3: Dichtungskonzept Dampfboiler.....	5
Abbildung 4: Dampfboiler- Konzept Boden.....	5
Abbildung 5: Spannungen im Zylinder.....	8
Abbildung 6: Schema Wärmeleitung Dampfboiler.....	15
Abbildung 7: Ersatzschaltbild Wärmeleitung Dampfboiler.....	16
Abbildung 8: Simulink-Modell Aufheizsimulation.....	16
Abbildung 9: Temperaturverlauf 1,5-Liter-Variante.....	18
Abbildung 10: Versuchsaufbau 3-Liter-Dampfboiler.....	30
Abbildung 11: Vorschlag für Innentemperaturmessung Dampfboiler.....	31
Abbildung 12: Heizelement Dampfboiler.....	31
Abbildung 13: Drucksensoraufnahme.....	32
Abbildung 14: Hydraulikplan Dampfboiler.....	32
Abbildung 15: Temperatur-Druck Kurve.....	33
Abbildung 16: Maximal zulässige Temperaturdifferenz.....	34
Abbildung 17: Erstes Kaffeeboiler-Konzept.....	37
Abbildung 18: Zweites Kaffeeboiler-Konzept.....	38
Abbildung 19: Drittes Kaffeeboiler-Konzept.....	39
Abbildung 20: Bewertung der Kaffeeboiler-Konzepte.....	40
Abbildung 21: Finaler Entwurf Kaffeeboiler.....	46
Abbildung 22: Bodeneinsatz Kaffeeboiler-Prototyp.....	47
Abbildung 23: Kaffeeboiler-Prototyp.....	47

8 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Ergebnisse Mindestwandstärke Dampfboiler-Varianten.....	8
Tabelle 2: Ergebnisse Längsspannung Dampfboiler-Varianten.....	9
Tabelle 3: Ergebnisse Umfangsspannung Dampfboiler-Varianten.....	10
Tabelle 4: Ergebnisse Radialspannung Dampfboiler-Varianten.....	11
Tabelle 5: Ergebnisse Vergleichsspannung Dampfboiler-Varianten.....	12
Tabelle 6: Variablen Formel (9).....	13
Tabelle 7: Ergebnisse Mindestwandstärke Dampfboiler-Varianten.....	14
Tabelle 8: Verwendete Werte für Simulation.....	17
Tabelle 9: 500 Watt.....	18
Tabelle 10: 1200 Watt.....	18
Tabelle 11: 2000 Watt.....	19
Tabelle 12: 3200 Watt.....	19
Tabelle 13: Ergebnisse Wärmespannung Dampfboiler-Varianten.....	20
Tabelle 14: Ergebnisse Mindestschraubenkraft Dampfboiler-Varianten.....	21
Tabelle 15: Ergebnisse Mindestdehnschaftdurchmesser Dampfboiler-Varianten.....	21

Tabelle 16: Ergebnisse Montagevorspannkraft Dampfboiler-Varianten	23
Tabelle 17: Ergebnisse Montagemoment Dampfboiler-Varianten	23
Tabelle 18: Variablen Formel (11).....	24
Tabelle 19: Variablen Formel (12).....	25
Tabelle 20: Variablen Formel (14).....	26
Tabelle 21: Variablen Formel (15).....	27
Tabelle 22: Ergebnisse Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur Dampfboiler-Varianten.....	28
Tabelle 23: Ergebnisse Dichtungsauslegung Dampfboiler-Varianten	29
Tabelle 24: Ergebnisse Temperaturdifferenz Dampfboiler-Varianten.....	33
Tabelle 25: Ergebnisse Mindestwandstärke Kaffeeboiler.....	41
Tabelle 26: Ergebnisse Festigkeitsberechnungen Kaffeeboiler	42
Tabelle 27: Ergebnisse Temperaturberechnung Kaffeeboiler.....	42
Tabelle 28: Ergebnisse Wärmespannung Kaffeeboiler	43
Tabelle 29: Ergebnisse Mindestwandstärke Kaffeeboiler.....	43
Tabelle 30: Ergebnisse Schraubenberechnung nach AD 2000 Merkblatt B7 Kaffeeboiler.....	44
Tabelle 31: Ergebnis Dichtungsauslegung Kaffeeboiler.....	45
Tabelle 32: Ergebnis Verlustwärmemenge Kaffeeboiler	45
Tabelle 33: Ergebnis Festigkeitsberechnungen Kaffeeboiler-Prototyp.....	48
Tabelle 34: Ergebnisse Schraubenberechnung nach AD 2000 Merkblatt B7 Kaffeeboiler-Prototyp	48
Tabelle 35: Ergebnisse Vorspannkraft und Montagemoment Kaffeeboiler-Prototyp.....	49
Tabelle 36: Ergebnis Dichtungsauslegung Kaffeeboiler-Prototyp.....	49

9 Anhang

Anhang 01: Projektplan

Anhang 02: Anforderungsliste Dampfboiler

Anhang 03: Simulationsmodell

Anhang 04: Dehnschraubenberechnung 3-Liter-Variante 5[mm] nach AD 2000 Regelwerk

Anhang 05: Schraubenberechnung 3-Liter-Variante bei erhöhter Temperatur

Anhang 06: Zeichnungen Dampfboiler - Varianten

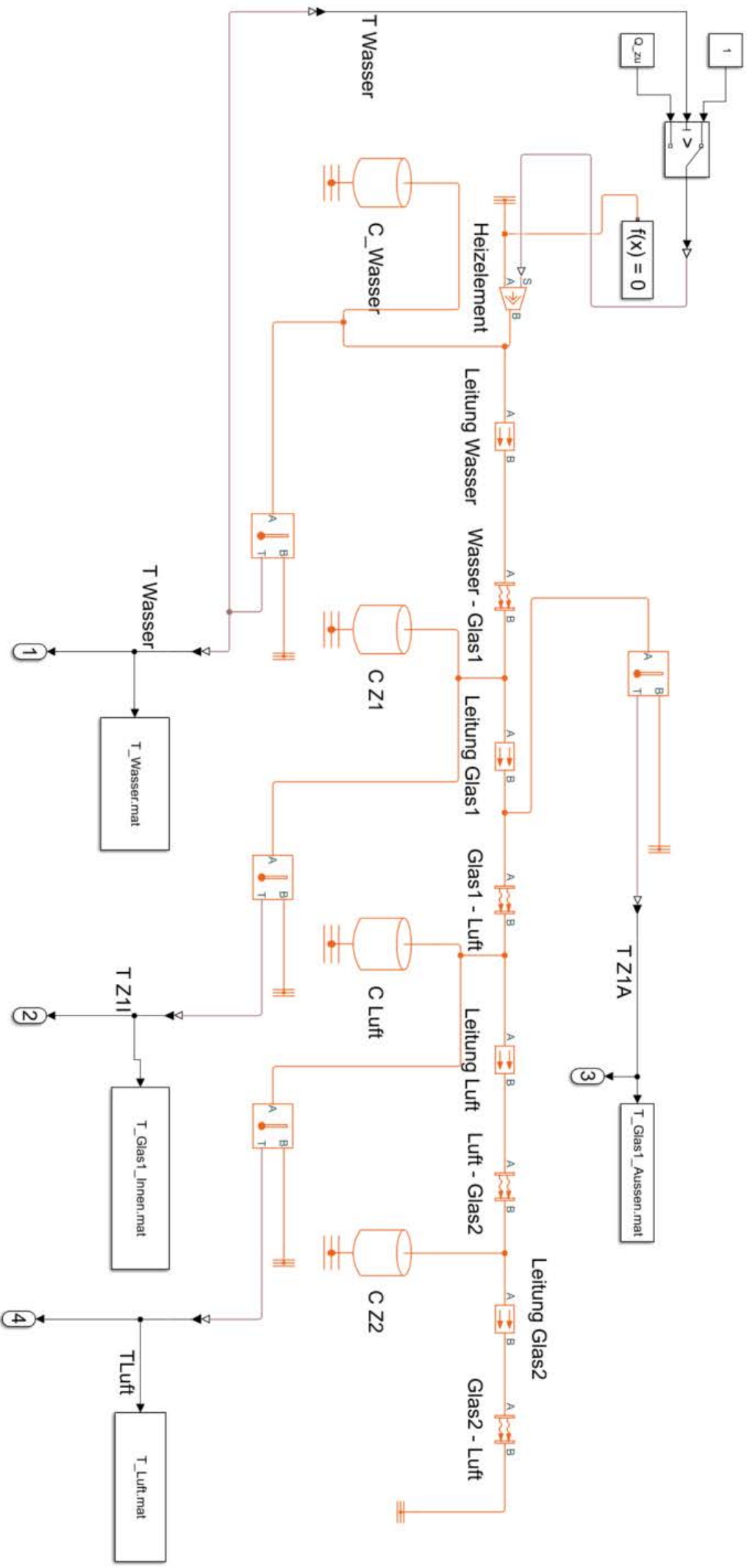
Anhang 07: Benötigte Bauteile für Dampfboiler

Anhang 08: Anforderungsliste Kaffeeboiler

Anhang 09: Temperaturberechnung Kaffeeboiler

Anhang 10: Schraubenberechnung nach AD 2000 Regelwerk

Anforderungsliste Dampfboiler					
Nr.	F/W	Beschreibung/Name der Anforderung	Bezeichnung (Variable)	Zahlenwert (mit Toleranz)	Einheit (phys.)
0.		Allgemein			
	F	Dampfboiler in verschiedenen Größen für eine Espressomaschine			
	F	Betriebstemperatur schneller erreicht werden als bei herkömmlichen Espressomaschinen			
	W	Optisch ansprechendes Design			
	F	Verwendung von AVS-Römer Anschlüssen	d	6,00 mm	
	F	Verwendung von PTFE Schläuchen (1 mm Wandstärke)			
1.		Geometrie			
	F	Zylinderrömer Boiler	V	3,00 dm ³	
	F	Volumen 1	V	1,50 dm ³	
	F	Volumen 2	V	1,00 dm ³	
	F	Volumen 3			
	F	Horizontale Positionierung			
	F	Heizelement an Unterseite angebracht			
	F	Füllstandsensor an Unterseite angebracht			
	F	Temperatursensor an Unterseite angebracht			
	F	Drucksensor an der Unterseite angebracht			
	F	Wasserzuführung von Unterseite			
	F	Dampfbezug von Unterseite			
	F	Überdrucksicherung extern			
	F	Unterdrucksicherung extern			
2.		Physikalische Größen			
	F	Absolutdruck	p	2,70 bar	
	F	Temperatur	T	403,00 K	
3.		Material			
	W	Borosilikat als Zylindermaterial			
	W	Messing als Deckel- und Bodenmaterial			
4.		Sicherheit			
	F	Schutz vor Verbrennungen			
5.		Kaufteile			
	F	Dehnschraubschrauben			
	F	Heizelement			
	F	Temperatursensor			
	F	Drucksensor			
	F	AVS-Römer Anschlüsse			
	F	Überdrucksicherung			
	F	Unterdrucksicherung			
6.		Instandhaltung			
		Aktuell noch nichts bekannt			
7.		Kontrolle			
	F	Auslegung nach Druckbehälterverordnung 2014/68/EU			
8.		Kosten			
		Aktuell noch nichts bekannt			



Schraubenberechnung nach AD 2000 Merkblatt B7 - 3 Liter

3 Liter - 5mm:

Vorgehen nach 7.1.2

$$d_i := 115 \text{ mm}$$

Innendurchmesser Flansch; Verwendung von Innendurchmesser des Zylinders

$$d_D := 168 \text{ mm}$$

Außendurchmesser Flansch; Verwendung von Außendurchmesser des Deckels

$$s := 5 \text{ mm}$$

Wandstärke Zylinder

$$b_D := s = 5 \text{ mm}$$

Wirksame Dichtungsbreite

$$k_1 := b_D \cdot 1.1 = 5.5 \text{ mm}$$

Dichtungskennwert nach B7
Tafel 1 für PTFE

$$S_D := 1.2$$

Sicherheitsbeiwert nach B7 7.1.2.1

Mindestschraubenkraft für Betriebszustand:

$$p := 0.27 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Betriebsdruck

$$F_{RB} := \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} = 280.446 \text{ N}$$

$$F_{FB} := \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} = 318.065 \text{ N}$$

$$F_{DB} := \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot S_D \cdot k_1 = 94.052 \text{ N}$$

$$F_{SB} := F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 692.563 \text{ N}$$

Mindestschraubenkraft Betriebszustand

Mindestschraubenkraft für Prüfzustand:

$$p := 0.338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Prüfdruck 1,25-fache des Betriebsdrucks

$$F_{RB} := \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} = 351.077 \text{ N}$$

$$F_{FB} := \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} = 398.17 \text{ N}$$

$$F_{DB} := \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot S_D \cdot k_1 = 117.739 \text{ N}$$

$$F_{SP} := F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 866.986 \text{ N} \quad \text{Mindestschraubenkraft Prüfzustand}$$

Mindestschraubenkraft für Einbauzustand:

$$F_{DV} := \pi \cdot d_D \cdot 20 \cdot b_D \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 52.779 \text{ kN}$$

Nach B7 7.1.2.2: Wenn $F_{DV} > F_{SB}$ kann nach folgender Formel weitergerechnet werden:

$$F_{DV'} := 0.2 \cdot F_{DV} + 0.8 \cdot \sqrt{F_{SB} \cdot F_{DV}} = 15.392 \text{ kN}$$

Berechnung des Schraubenschaftdurchmessers im Betriebszustand:

$$R_{p150} := 515 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Streckgrenze von Schraubenwerkstoff 1.7709 bei 150 °C}$$

$$R_{p20} := 550 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Streckgrenze von Schraubenwerkstoff 1.7709 bei Raumtemperatur}$$

$$R_Z := 700 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Zugfestigkeit bei 150 °C von Schraubenwerkstoff 1.7709}$$

$$\frac{R_{p20}}{R_Z} = 0.786 \quad \text{Streckgrenze/Zugfestigkeit Kriterium für Z-Wert}$$

$$K := R_{p150} = 515 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Festigkeitskennwert bei 150 °C}$$

$$\varphi := 1.0 \quad \text{Hilfswert, Wenn Oberfläche bearbeitet = 1 nach 6.}$$

$$\frac{R_{p20}}{R_Z} = 0.786 \quad \text{Streckgrenze/Zugfestigkeit Kriterium für Z-Wert}$$

$$Z := 1.38 \quad \text{Nach Tafel 3.1}$$

$$n := 5 \quad \text{Anzahl der Schrauben}$$

$$c_5 := 0 \quad \text{Konstruktionszuschlag für Vollschachtschrauben}$$

$$d_S := Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SB}}{K \cdot n}} + c_5 = 0.716 \text{ mm} \quad \text{Mindestdehnschaftdurchmesser für Betriebszustand}$$

Berechnung des Schraubenschaftdurchmessers im Prüfzustand:

$R_{p20} := 550 \frac{N}{mm^2}$	Streckgrenze bei Raumtemperatur von Schraubenwerkstoff 1.7709
$K_{20} := R_{p20} = 550 \frac{N}{mm^2}$	Festigkeitskennwert bei Raumtemperatur
$\varphi := 1.0$	Hilfswert, Wenn Oberfläche bearbeitet =1 nach 6.
$Z := 1.16$	Nach Tafel 3.1
$n := 5$	Anzahl der Schrauben
$c_5 := 0$	Konstruktionszuschlag für Vollschaftschrauben
$d_S := Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SP}}{K_{20} \cdot n}} = 0.651 \text{ mm}$	Mindestdehnschaftdurchmesser für Prüfzustand

Berechnung des Schraubenschaftdurchmessers im Einbauzustand:

$R_{p20} := 550 \frac{N}{mm^2}$	Streckgrenze bei Raumtemperatur von Schraubenwerkstoff 1.7709
$K_{20} := R_{p20} = 550 \frac{N}{mm^2}$	Festigkeitskennwert bei Raumtemperatur
$\varphi := 1.0$	Hilfswert, Wenn Oberfläche bearbeitet =1
$Z := 1.16$	Nach Tafel 3.1
$n := 5$	Anzahl der Schrauben
$c_5 := 0$	Konstruktionszuschlag für Vollschaftschrauben
$d_S := Z \cdot \sqrt{\frac{F_{DV}}{K_{20} \cdot n}} = 2.744 \text{ mm}$	Mindestdehnschaftdurchmesser für Einbauzustand

3 Liter - 9mm: Vorgehen nach 7.1.2

$d_i := 107 \text{ mm}$	Innendurchmesser Flansch; Verwendung von Innendurchmesser des Zylinders
$d_D := 168 \text{ mm}$	Außendurchmesser Flansch; Verwendung von Außendurchmesser des Deckels
$s := 9 \text{ mm}$	Wandstärke Zylinder
$b_D := s = 9 \text{ mm}$	Wirksame Dichtungsbreite
$k_1 := b_D \cdot 1.1 = 9.9 \text{ mm}$	Dichtungskennwert nach B7 Tafel 1 für PTFE
$S_D := 1.2$	Sicherheitsbeiwert nach B7 7.1.2.1

Mindestschraubenkraft für Betriebszustand:

$$p := 0.27 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Betriebsdruck}$$
$$F_{RB} := \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} = 242.785 \text{ N}$$
$$F_{FB} := \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} = 355.726 \text{ N}$$
$$F_{DB} := \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot S_D \cdot k_1 = 169.293 \text{ N}$$
$$F_{SB} := F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 767.804 \text{ N} \quad \text{Mindestschraubenkraft Betriebszustand}$$

Mindestschraubenkraft für Prüfzustand:

$$p := 0.338 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Prüfdruck 1,25-fache des Betriebsdrucks}$$
$$F_{RB} := \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} = 303.93 \text{ N}$$
$$F_{FB} := \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} = 445.317 \text{ N}$$

$$F_{DB} := \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot S_D \cdot k_1 = 211.93 \text{ N}$$

$$F_{SP} := F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 961.177 \text{ N} \quad \text{Mindestschraubenkraft Prüfzustand}$$

Mindestschraubenkraft für Einbauzustand:

$$F_{DV} := \pi \cdot d_D \cdot 20 \cdot b_D \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 95.002 \text{ kN}$$

Nach B7 7.1.2.2: Wenn $F_{DV} > F_{SB}$ kann nach folgender Formel weitergerechnet werden:

$$F_{DV'} := 0.2 \cdot F_{DV} + 0.8 \cdot \sqrt{F_{SB} \cdot F_{DV}} = 25.833 \text{ kN}$$

Berechnung des Schraubenschaftdurchmessers im Betriebszustand:

$$R_{p20} := 550 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Streckgrenze von Schraubenwerkstoff 1.7709 bei Raumtemperatur}$$

$$R_{p150} := 515 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Streckgrenze von Schraubenwerkstoff 1.7709 für 150 °C}$$

$$R_Z := 700 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Zugfestigkeit bei Raumtemperatur von Schraubenwerkstoff 1.7709}$$

$$K := R_{p150} = 515 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Festigkeitskennwert bei 150 °C}$$

$$\varphi := 1.0 \quad \text{Hilfswert, Wenn Oberfläche bearbeitet = 1 nach 6.}$$

$$\frac{R_{p20}}{R_Z} = 0.786 \quad \text{Streckgrenze/Zugfestigkeit Kriterium für Z-Wert}$$

$$Z := 1.38 \quad \text{Nach Tafel 3.1}$$

$$n := 5 \quad \text{Anzahl der Schrauben}$$

$$c_5 := 0 \quad \text{Konstruktionszuschlag für Vollschraubschrauben}$$

$$d_S := Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SB}}{K \cdot n}} + c_5 = 0.754 \text{ mm} \quad \text{Mindestdehnschaftdurchmesser für Betriebszustand}$$

Berechnung des Schraubenschaftdurchmessers im Prüfzustand:

$$R_{p20} := 550 \frac{N}{mm^2}$$

Streckgrenze bei Raumtemperatur von Schraubenwerkstoff 1.7709

$$K_{20} := R_{p20} = 550 \frac{N}{mm^2}$$

Festigkeitskennwert bei Raumtemperatur

$$\varphi := 1.0$$

Hilfswert

$$Z := 1.16$$

Nach Tafel 3.1

$$n := 5$$

Anzahl der Schrauben

$$c_5 := 0$$

Konstruktionszuschlag für Vollschaftschrauben

$$d_S := Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SP}}{K_{20} \cdot n}} = 0.686 \text{ mm}$$

Mindestdehnschaftdurchmesser für Prüfzustand

Berechnung des Schraubenschaftdurchmessers im Einbauzustand:

$$R_{p20} := 550 \frac{N}{mm^2}$$

Streckgrenze bei Raumtemperatur von Schraubenwerkstoff 1.7709

$$K_{20} := R_{p20} = 550 \frac{N}{mm^2}$$

Festigkeitskennwert bei Raumtemperatur

$$\varphi := 1.0$$

Hilfswert, Wenn Oberfläche bearbeitet = 1 nach 6.

$$Z := 1.16$$

Nach Tafel 3.1

$$n := 5$$

Anzahl der Schrauben

$$c_5 := 0$$

Konstruktionszuschlag für Vollschaftschrauben

$$d_S := Z \cdot \sqrt{\frac{F_{DV}}{K_{20} \cdot n}} = 3.555 \text{ mm}$$

Mindestdehnschaftdurchmesser für Einbauzustand

Änderung der Schraubenvorspannkraft der Dehnschrauben bei Wärmeausdehnung

Die Berechnung basiert auf dem Buch "Schraubenverbindungen - Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung" von Heinrich Wiegand, Karl-Heinz Kloos und Wolfgang Thomala. Im Kapitel 7 wird speziell auf Schraubenverbindungen bei unterschiedlicher Temperatureinwirkung eingegangen. In diesem Fall liegt ein "instationärer Fall" vor, da sich die Temperatur bei Aufheiz- und Abkühlvorgängen entsprechend ändert und nicht konstant bleibt.

Als Voraussetzung wird angenommen, dass die Klemmlänge der Schraube bei erhöhter Temperatur gleich des Bauteils ist: $l_{SVT} = l_{PVT}$

Dabei berechnen sich die Klemmlängen folgendermaßen:

$$l_{SVT} = l_S + \Delta l_{ST} + \Delta l_{SVT} \quad \text{Länge der Schraube bei erhöhter Temperatur}$$

$$l_{PVT} = l_P + \Delta l_{PT} + \Delta l_{PVT} \quad \text{Länge des Bauteils bei erhöhter Temperatur}$$

l_S Klemmlänge der Schraube im unbelasteten Zustand

Δl_{ST} Klemmlängenänderung in Bezug auf die Temperaturänderung

Δl_{SVT} Klemmlängenänderung infolge von Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur

l_P Klemmlänge der Bauteile im unbelasteten Zustand

Δl_{PT} Klemmlängenänderung in Bezug auf die Temperaturänderung

Δl_{PVT} Klemmlängenänderung infolge von Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur

Daraus ergibt sich folgende Formel:

$$\Delta l_{SVT} + \Delta l_{PVT} = l_P - l_S + \alpha_P \cdot l_P \cdot \Delta T_P - \alpha_S \cdot l_S \cdot \Delta T_S \quad (1)$$

Dabei wird $l_P - l_S$ durch $\Delta l_{SV} + \Delta l_{PV}$ ersetzt.

Δl_{SV} Klemmlängenänderung der Schraube (Längung) infolge der Vorspannkraft bei Raumtemperatur

Δl_{PV} Klemmlängenänderung der Bauteile (Stauchung) infolge der Vorspannkraft bei Raumtemperatur

$$\Delta l_{SV} = \frac{F_V \cdot l_S}{E_S \cdot A_S} \quad (2)$$

F_V Vorspannkraft bei Raumtemperatur

E_S E-Modul des Schraubenwerkstoffs bei Raumtemperatur

A_S Gewinde - Nennspannungsquerschnitt

$$\Delta l_{PV} = \frac{F_V \cdot l_P}{E_P \cdot A_P} \quad (3)$$

F_V Vorspannkraft bei Raumtemperatur

E_P E-Modul des Bauteils bei Raumtemperatur

A_P Querschnitt der verspannten Teile

$$\Delta l_{SVT} = \frac{(1 + \alpha_S \cdot \Delta T_S) \cdot F_{VT} \cdot l_S}{E_{ST} \cdot A_S} \quad (4)$$

α_S Wärmeausdehnungskoeffizient des Schraubenwerkstoffs

ΔT_S Temperaturdifferenz, welche die Schraube erfährt

F_{VT} Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur

E_{ST} E-Modul des Schraubenwerkstoffs bei erhöhter Temperatur

$$\Delta l_{PVT} = \frac{(1 + \alpha_P \cdot \Delta T_P) \cdot F_{VT} \cdot l_P}{E_{PT} \cdot A_P} \quad (5)$$

α_P Wärmeausdehnungskoeffizient der Bauteilwerkstoffe

ΔT_P Temperaturdifferenz, welche die Bauteile erfahren

E_{PT} E-Modul der Bauteile bei erhöhter Temperatur

F_{VT} Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur

Die Gleichungen (2),(3),(4) und (5) werden in Gleichung (1) eingesetzt und werden nach der Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur F_{VT} aufgelöst

$$F_{VT} = \frac{\frac{F_V \cdot l_S}{E_S \cdot A_S} + \frac{F_V \cdot l_P}{E_P \cdot A_P} + \alpha_P \cdot l_P \cdot \Delta T_P - \alpha_S \cdot l_S \cdot \Delta T_S}{\frac{(1 + \alpha_S \cdot \Delta T_S) \cdot l_S}{E_{ST} \cdot A_S} + \frac{(1 + \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{E_{PT} \cdot A_P}}$$

Vorspannkraft bei erhöhter Temperatur

Werte für die Berechnung:

$$F_V := 3100 \text{ N}$$

Vorspannkraft

Schraube:

$$E_S := 211 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$

E-Modul 1.7709 bei Raumtemperatur

$$E_{ST} := 204 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$

E-Modul 1.7709 bei erhöhter Temperatur

$$\alpha_S := 11.1 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$$

Wärmeausdehnungskoeffizient 1.7709

$$A_S := 20.1 \text{ mm}^2$$

Schraubenquerschnitt

$$\Delta T_S := 110 \text{ K}$$

Für die Temperaturänderung wird die Wassertemperatur angenommen

$$l_S := 307 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{SV} := \frac{F_V \cdot l_S}{E_S \cdot A_S} = 0.224 \text{ mm}$$

Längenänderung der Schraube infolge der Vorspannkraft

Da nur ein Bauteil in der Literatur behandelt wird, werden die Ausdehnungen der einzelnen Bauteile addiert:

Zylinder aus Borosilikatglas:

$$E_{PZ} := 64 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$

E-Modul Borosilikatglas bei Raumtemperatur

$$E_{PTZ} := 60 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$

E-Modul bei erhöhter Temperatur
Angenommener Wert, da keine Angaben seitens Hersteller

$$l_{PZ} := 300 \text{ mm}$$

Länge des Zylinders

$$\alpha_{PZ} := 3.3 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$$

Wärmeausdehnungskoeffizient Borosilikatglas

$$s := 5 \text{ mm}$$

Wandstärke des Borosilikatglaszylinders

$$A_{PZ} := \frac{(62.5 \text{ mm})^2 \cdot \pi - (62.5 \text{ mm} - s)^2 \cdot \pi}{5} = 376.991 \text{ mm}^2$$

$$\Delta T_P := 403 \text{ K} - 293 \text{ K} = 110 \text{ K}$$

Für die Betriebstemperatur der Bauteile die Wassertemperatur angenommen

$$\Delta l_{PVZ} := \frac{F_V \cdot l_{PZ}}{E_{PZ} \cdot A_{PZ}} = 0.039 \text{ mm}$$

Längenänderung des Zylinders infolge der Vorspannkraft

$$\Delta l_{PTZ} := \alpha_{PZ} \cdot l_{PZ} \cdot \Delta T_P = 0.109 \text{ mm}$$

Längenänderung des Zylinders infolge der Temperaturänderung

$$x_{12} := \frac{(1 + \alpha_{PZ} \cdot \Delta T_P) \cdot l_{PZ}}{E_{PTZ} \cdot A_{PZ}} = (1.327 \cdot 10^{-8}) \frac{\text{s}^2}{\text{kg}}$$

Längenänderung des Zylinders bei erhöhter Temperatur, nach Auflösen nach F_{VT}

Obere Dichtung aus PTFE:

$$E_P := 420 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$

E-Modul PTFE bei Raumtemperatur

$$E_{PT} := 416 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$

E-Modul PTFE bei erhöhter Temperatur

$$l_P := 3 \text{ mm}$$

Länge der oberen Dichtung

$$\alpha_P := 160 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$$

Wärmeausdehnungskoeffizient PTFE

$$A_P := \frac{(65.5 \text{ mm})^2 \cdot \pi - (10 \text{ mm})^2 \cdot \pi}{5} = (2.633 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

$$\Delta l_{PVDO} := \frac{F_V \cdot l_P}{E_P \cdot A_P} = (8.41 \cdot 10^{-6}) \text{ mm}$$

Längenänderung der oberen Dichtung infolge der Vorspannkraft

$$\Delta l_{PTDO} := \alpha_P \cdot l_P \cdot \Delta T_P = 0.053 \text{ mm}$$

Längenänderung der oberen Dichtung infolge der Temperaturänderung

$$x_{22} := \frac{(1 + \alpha_P \cdot \Delta T_P) \cdot l_P}{E_{PT} \cdot A_P} = (2.787 \cdot 10^{-12}) \frac{\text{s}^2}{\text{kg}}$$

Längenänderung der oberen Dichtung bei erhöhter Temperatur, nach Auflösen nach F_{VT}

Untere Dichtung:

$$E_P := 420 \frac{kN}{mm^2}$$

E-Modul PTFE bei
Raumtemperatur

$$E_{PT} := 416 \frac{kN}{mm^2}$$

E-Modul PTFE bei erhöhter
Temperatur

$$l_P := 4 \text{ mm}$$

Länge der unteren Dichtung

$$\alpha_P := 160 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$$

Wärmeausdehnungskoeffizient
PTFE

$$A_P := \frac{(65.5 \text{ mm})^2 \cdot \pi - 2 \cdot (14.25 \text{ mm})^2 \cdot \pi - 2 \cdot (6 \text{ mm})^2 \cdot \pi}{5} = (2.395 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

$$\Delta l_{PVDU} := \frac{F_V \cdot l_P}{E_P \cdot A_P} = (1.233 \cdot 10^{-5}) \text{ mm}$$

Längenänderung der unteren
Dichtung infolge der
Vorspannkraft

$$\Delta l_{PTDU} := \alpha_P \cdot l_P \cdot \Delta T_P = 0.07 \text{ mm}$$

Längenänderung der unteren
Dichtung infolge der
Temperaturänderung

$$x_{32} := \frac{(1 + \alpha_P \cdot \Delta T_P) \cdot l_P}{E_{PT} \cdot A_P} = (4.085 \cdot 10^{-12}) \frac{s^2}{kg}$$

Längenänderung der unteren
Dichtung bei erhöhter
Temperatur, nach Auflösen
nach F_{VT}

Montagevorspannkraft bei erhöhter Temperatur:

$$F_{VT} = \frac{\frac{F_V \cdot l_S}{E_S \cdot A_S} + \frac{F_V \cdot l_P}{E_P \cdot A_P} + \alpha_P \cdot l_P \cdot \Delta T_P - \alpha_S \cdot l_S \cdot \Delta T_S}{\frac{(1 + \alpha_S \cdot \Delta T_S) \cdot l_S}{E_{ST} \cdot A_S} + \frac{(1 + \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{E_{PT} \cdot A_P}}$$

Summe der Längenausdehnungen der
Bauteile infolge der Vorspannkraft bei
Raumtemperatur

$$\Delta l_{PV} := \Delta l_{PVZ} + \Delta l_{PVDO} + \Delta l_{PVDU} = 0.039 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{PT} := \Delta l_{PTZ} + \Delta l_{PTDO} + \Delta l_{PTDU} = 0.232 \text{ mm}$$

Summe der Längenausdehnungen der
Bauteile infolge der erhöhten
Temperatur

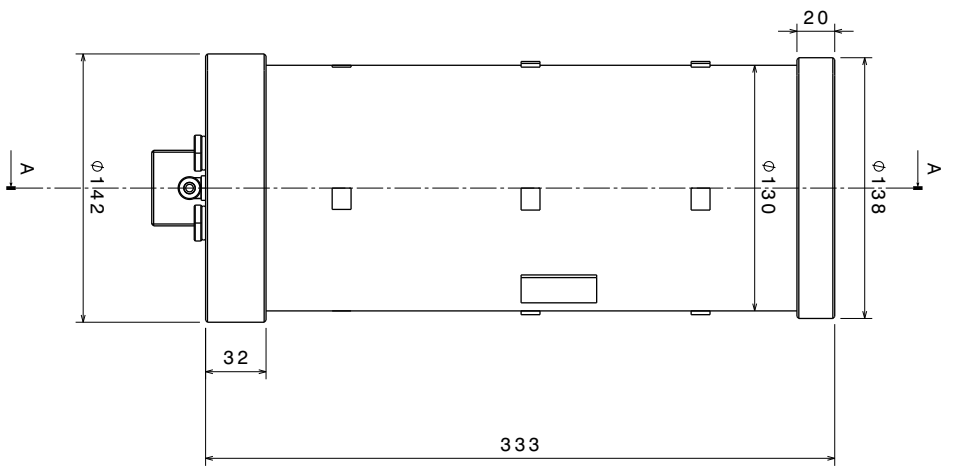
$$x_2 := x_{12} + x_{22} + x_{32} = (1.327 \cdot 10^{-8}) \frac{s^2}{kg}$$

$$F_{VT} := \frac{\Delta l_{SV} + \Delta l_{PV} + \Delta l_{PT} - \alpha_S \cdot l_S \cdot \Delta T_S}{\frac{(1 + \alpha_S \cdot \Delta T_S) \cdot l_S}{E_{ST} \cdot A_S} + x_2} = (1.362 \cdot 10^3) \text{ N}$$

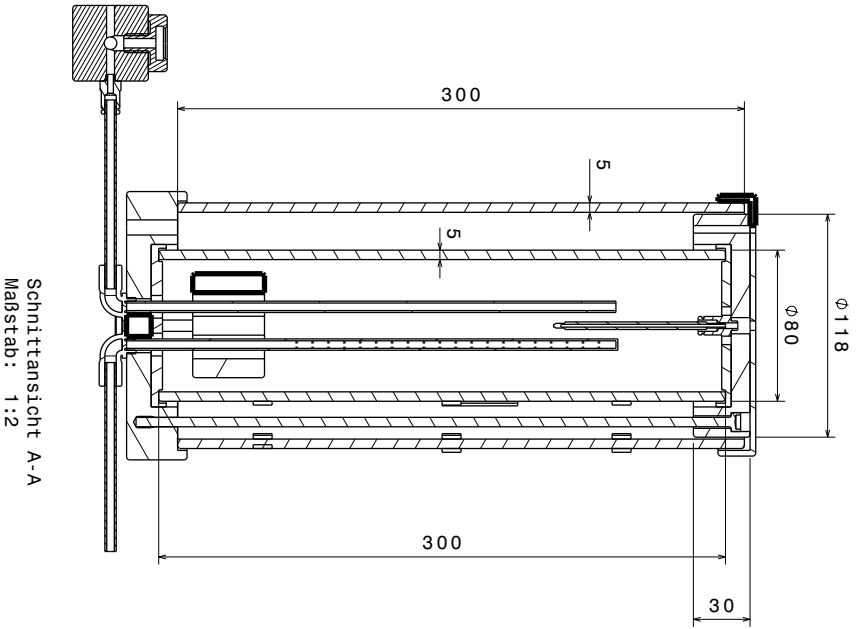
Vorspannkraft bei
erhöhter Temperatur

$$\Delta F_{VT} := F_{VT} - F_V = -1.738 \cdot 10^3 \text{ N}$$

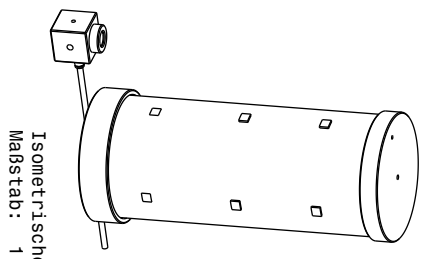
Vorspannkraftdifferenz



Vorderansicht
Maßstab: 1:2



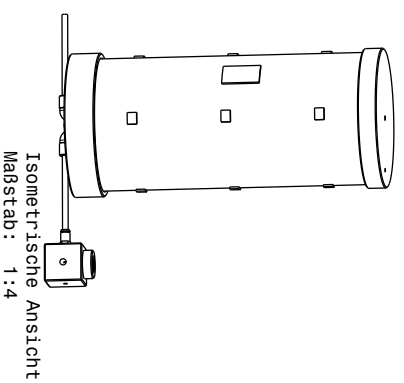
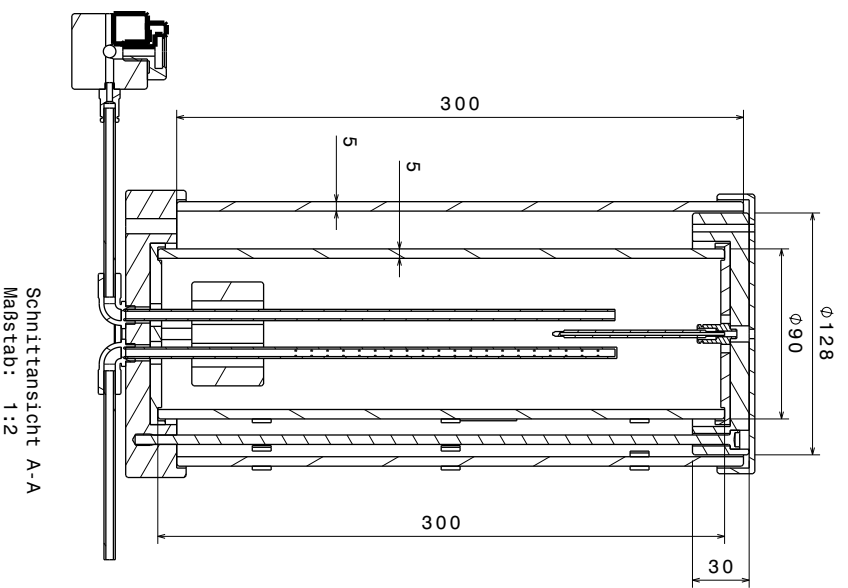
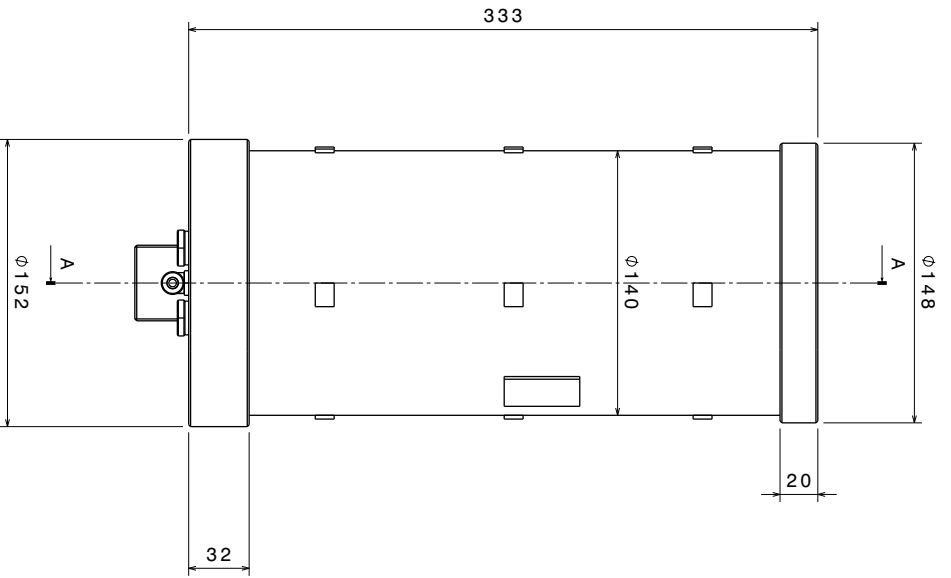
Schnittansicht A-A
Maßstab: 1:2



Isometrische Ansicht
Maßstab: 1:4

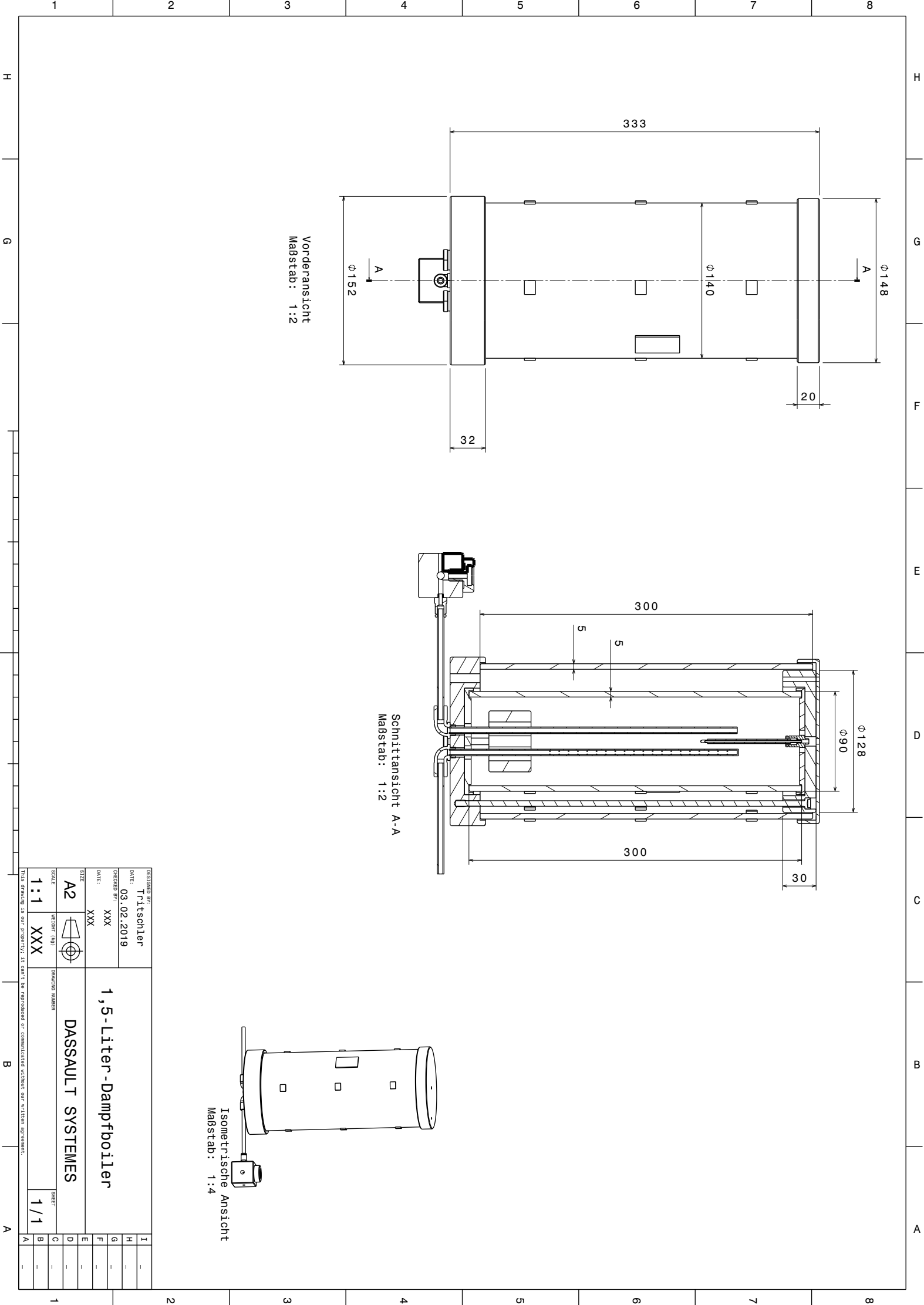
DESIGNED BY: Tritschler		DATE: 03.02.2019	
CHECKED BY: XXX		DATE: XXX	
SIZE: A2		SCALE: 1:1	
DRAWING NUMBER: DASSAULT SYSTEMES		SHEET: 1/1	
I	-	A	-
H	-	B	-
G	-	C	-
F	-	D	-
E	-	E	-
D	-	F	-
C	-	G	-
B	-	H	-
A	-	I	-

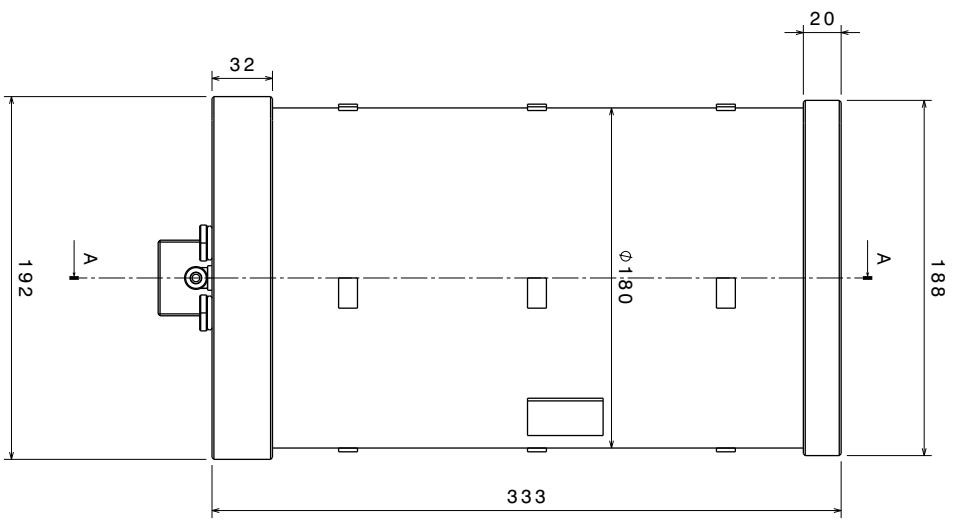
THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT CAN'T BE REPRODUCED OR COMMUNICATED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.



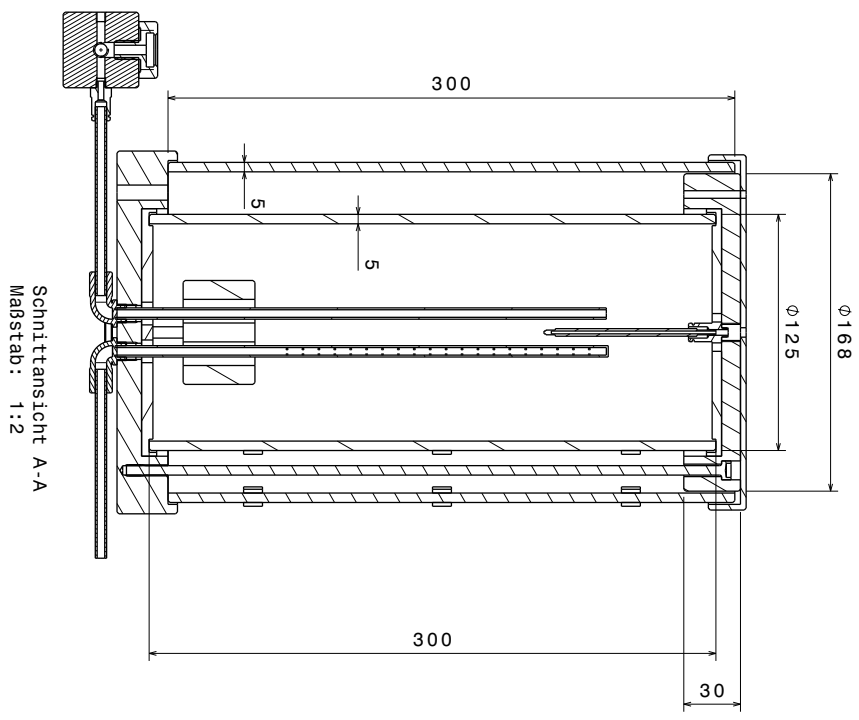
DESIGNED BY:	Tritschler	
DATE:	03.02.2019	
CHECKED BY:	XXX	
DATE:	XXX	
SIZE	A2	
SCALE	1:1	
DRAWING NUMBER	DASSAULT SYSTEMES	
SHEET	1/1	

THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT CAN'T BE REPRODUCED OR COMMUNICATED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.

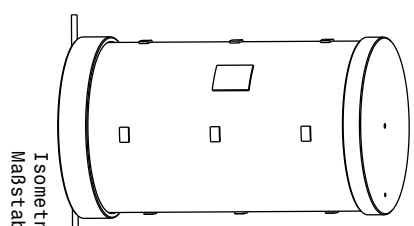




Seitenansicht rechts
Maßstab: 1:2

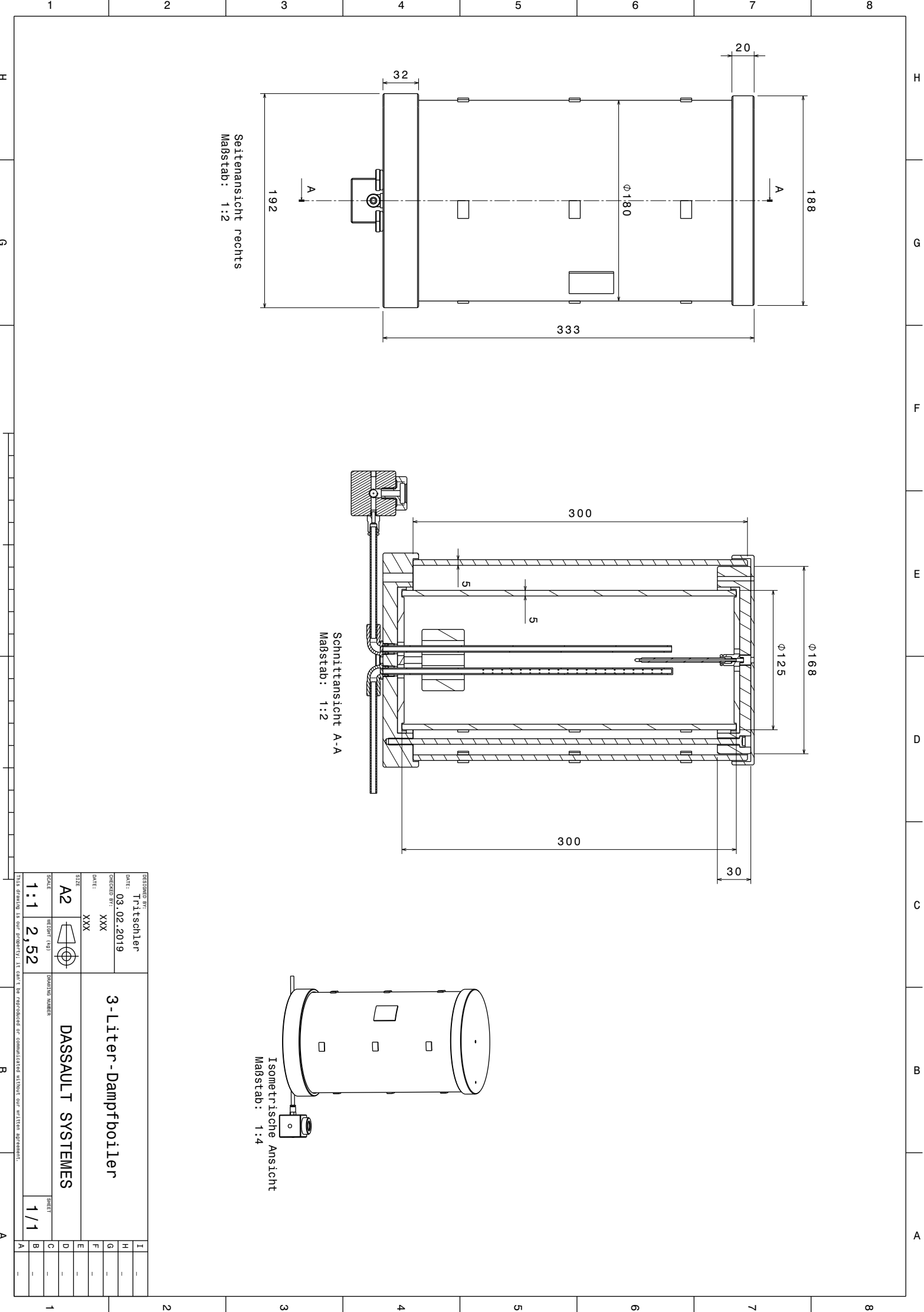


Schnittansicht A-A
Maßstab: 1:2



Isometrische Ansicht
Maßstab: 1:4

DESIGNED BY: Tritschler		3-Liter-Dampfboiler	DASSAULT SYSTEMES	I
DATE: 03.02.2019	CHECKED BY: XXX			H
DATE: XXX	SIZE: A2	DRAWING NUMBER: 1/1	SHEET: 1/1	G
SCALE: 1:1	VERSION (N): 2,52			F
THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT CAN'T BE REPRODUCED OR COMMUNICATED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.				E
				D
				C
				B
				A



Dampfboiler-Versuchsaufbau

Bauteil	Anzahl	Abmessungen
Borosilikatglaszylinder	1	80 [mm] Außendurchmesser, 5 [mm] Wandstärke, 300 [mm] Länge
Borosilikatglaszylinder	1	90 [mm] Außendurchmesser, 5 [mm] Wandstärke, 300 [mm] Länge
Borosilikatglaszylinder	1	125 [mm] Außendurchmesser, 5 [mm] Wandstärke, 300 [mm] Länge
Borosilikatglaszylinder	1	130 [mm] Außendurchmesser, 5 [mm] Wandstärke, 300 [mm] Länge
Borosilikatglaszylinder	1	140 [mm] Außendurchmesser, 5 [mm] Wandstärke, 300 [mm] Länge
Borosilikatglaszylinder	1	180 [mm] Außendurchmesser, 5 [mm] Wandstärke, 300 [mm] Länge
Dehnschraube	15	M6, 4 [mm] Dehnschaft, Länge 320 [mm]
Heizelement 1200 Watt	1	68 [mm] Eintauchtiefe, 55 [mm] Durchmesser, 1/4" Anschlüsse
Thermistoren bzw. Widerstandsthermometerchips	108	
Dehnmessstreifen	9	
Deckel 1-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 118 [mm]
Deckel 1,5-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 128 [mm]
Deckel 3-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 168 [mm]
Boden 1-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 142 [mm]
Boden 1,5-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 152 [mm]
Boden 3-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 192 [mm]
Kappe 1-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 138 [mm]
Kappe 1,5-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 148 [mm]
Kappe 3-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 188 [mm]
PTFE-Dichtung Oben 1-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 86 [mm]
PTFE-Dichtung Oben 1,5-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 96 [mm]
PTFE-Dichtung Oben 3-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 131 [mm]
PTFE-Dichtung Unten 1-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 86 [mm]
PTFE-Dichtung Unten 1,5-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 96 [mm]
PTFE-Dichtung Unten 3-Liter-Dampfboiler	1	Außendurchmesser 131 [mm]
AVS-Römer L-Anschluss	2	
AVS-Römer Gerader Anschluss	3	
Messingwürfel	1	Seitenlänge 40 [mm]
Druckensoraufnahme mit PTFE-Plättchen	1	
PTFE-Schläuche	2	6 [mm] Außendurchmesser, 1 [mm] Wandstärke
Dampfrohr	1	6 [mm] Außendurchmesser, 1 [mm] Wandstärke
Steigrohr	1	6 [mm] Außendurchmesser, 1 [mm] Wandstärke
Drucksensor	1	
Antivakuventil	1	
Sicherheitsventil	1	

Anforderungsliste Kaffeeboiler

Nr.	F/W	Beschreibung/Name der Anforderung	Bezeichnung (Variable)	Zahlenwert (mit Toleranz)	Einheit (phys.)
0.		Allgemein			
	F	Kaffeeboiler für eine Espressomaschine			
	F	Betriebstemperatur schneller erreicht werden als bei herkömmlichen Espressomaschinen		3 min	
	F	Verwendung von AVS-Römer Anschlüssen			
	F	Verwendung von PTFE Schläuchen (1 mm Wandstärke)	d	6,00 mm	
1.		Geometrie			
	F	Zylinderförmiger Boiler			
	F	Volumen	V	100 - 250	cm ³
	F	Innendurchmesser	d		
	F	Horizontale Positionierung			
	F	Kaltwasserzufuhr seitlich			
	F	Heißwasserzugang seitlich (ggü. von Kaltwasserzufuhr)			
	F	Temperaturmessung mittig			
2.		Material			
	F	Edelstahl			
3.		Physikalische Größen			
	F	Druck	p	13	
	F	Temperatur	T	110	°C
4.		Sicherheit			
	F	Schutz gegen Verbrennung			
4.		Kaufteile			
	F	Temperatursensor			
	F	Wendelrohrpatrone			
	F	AVS-Römer Anschlüsse			
5.		Instandhaltung			
		Aktuell noch nichts bekannt			
6.		Kontrolle			
	F	Auslegung nach Druckbehälterverordnung 2014/68/EU			
7.		Kosten			
		Aktuell noch nichts bekannt			

Kaffeeboiler - Übersichtliche Temperaturberechnung für Auslegung

$\lambda_{St} := 15 \frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit des X2CrNiMo 17-12-2
$\lambda_{Iso} := 0.061 \frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit der Isolierung Verwendete Isolierung HT Armaflex (Anwendungstemperatur bsi 150 °C)
$T_{Wasser} := 383 K$	Temperatur auf der Innenseite
$T_{Luft} := 293 K$	Temperatur auf der Außenseite
$\alpha_{Wasser} := 1140 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangszahl Wasser im Kessel
$\alpha_{Luft} := 174 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangszahl Luft ruhend

Finales Konzept:

$s_1 := 3 mm$	Wandstärke des Boilers
$s_2 := 3 mm$	Wandstärke der Isolierung
$r_1 := 35.5 mm$	Innenradius Boiler
$d_1 := r_1 \cdot 2 = 71 mm$	Innendurchmesser Boiler
$r_2 := r_1 + s_1 = 38.5 mm$	Außenradius Boiler
$d_2 := r_2 \cdot 2 = 77 mm$	Außendurchmesser Boiler
$r_3 := r_2 + s_2 = 41.5 mm$	Außenradius Boiler
$d_3 := r_3 \cdot 2 = 83 mm$	Außendurchmesser Isolierung
$L := 60 mm$	Länge Boiler
$A_i := 2 \cdot r_1 \cdot L \cdot \pi = (1.338 \cdot 10^4) mm^2$	Fläche Boilerinnenwand
$A_a := 2 \cdot r_3 \cdot \pi \cdot L = (1.565 \cdot 10^4) mm^2$	Fläche Isolierungsaußenwand

Thermischer Widerstand:

$$R_{thges} := \frac{1}{\alpha_{Wasser} \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{St}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{Iso}} + \frac{1}{\alpha_{Luft} \cdot A_a} = 3.71 \frac{s^3 \cdot K}{kg \cdot m^2}$$

Wärmestrom:

$$Q := \frac{T_{Wasser} - T_{Luft}}{R_{thges}} = 24.258 \text{ W}$$

Temperatur Boilerinnenwand

$$T_{Wi} := T_{Wasser} - Q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{Wasser} \cdot A_i} \right) = 381.41 \text{ K}$$

Temperatur Boileraußenwand

$$T_{Wa} := T_{Wasser} - Q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{Wasser} \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{St}} \right) = 381.062 \text{ K}$$

Temperatur Isolierung Außen

$$T_{Iso} := T_{Wasser} - Q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{Wasser} \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{St}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{Iso}} \right) = 301.911 \text{ K}$$

Schraubenberechnung nach AD 2000 Merkblatt B7 Kaffeboiler

Berechnung nach 7.1.3:

$d_i := 50 \text{ mm}$	Innendurchmesser Flansch
$d_D := 71 \text{ mm}$	Lochkreisdurchmesser nach B7 7.1.3
$s := 3 \text{ mm}$	Wandstärke Zylinder
$b_D := 10.5 \text{ mm}$	Wirksame Dichtungsbreite nach B7 7.1.3
$k_1 := b_D \cdot 1.1 = 11.55 \text{ mm}$	Dichtungskennwert nach B7 Tafel 1 für PTFE
$S_D := 1.2$	Sicherheitsbeiwert nach B7 7.1.2.1

Mindestschraubenkraft für Betriebszustand:

$$p := 1.3 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{Betriebsdruck}$$
$$F_{RB} := \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} = 255.254 \text{ N}$$
$$F_{FB} := \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} = 259.441 \text{ N}$$
$$F_{DB} := \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot S_D \cdot k_1 = 401.897 \text{ N}$$
$$F_{SB} := F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 916.592 \text{ N} \quad \text{Mindestschraubenkraft Betriebszustand}$$

Mindestschraubenkraft für Prüfzustand:

$$p := 2.0 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{Prüfdruck}$$
$$F_{RB} := \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} = 392.699 \text{ N}$$
$$F_{FB} := \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} = 399.139 \text{ N}$$
$$F_{DB} := \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot S_D \cdot k_1 = 618.303 \text{ N}$$

$$F_{SP} := F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = (1.41 \cdot 10^3) \text{ N} \quad \text{Mindestschraubenkraft Prüfzustand}$$

Mindestschraubenkraft für Einbauzustand:

$$F_{DV} := \pi \cdot d_D \cdot 20 \cdot b_D \cdot \frac{N}{\text{mm}^2} = 46.841 \text{ kN}$$

Nach B7 7.1.2.2: Wenn $F_{DV} > F_{SB}$ kann nach folgender Formel weitergerechnet werden:

$$F_{DV'} := 0.2 \cdot F_{DV} + 0.8 \cdot \sqrt{F_{SB} \cdot F_{DV}} = 14.61 \text{ kN}$$

Berechnung des Schraubenkerndurchmessers im Betriebszustand:

$$R_{p100} := 170 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{Streckgrenze von Schraubenwerkstoff 1.4306 bei 100 °C}$$

$$R_{p20} := 210 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{Streckgrenze von Schraubenwerkstoff 1.4306 bei Raumtemperatur}$$

$$R_Z := 700 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{Zugfestigkeit bei 150 Grad von Schraubenwerkstoff 1.4306}$$

$$\frac{R_{p20}}{R_Z} = 0.3 \quad \text{Streckgrenze/Zugfestigkeit Kriterium für Z-Wert}$$

$$K := R_{p100} = 170 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{Festigkeitskennwert bei 100 °C}$$

$$\varphi := 1.0 \quad \text{Hilfswert, Wenn Oberfläche bearbeitet = 1 nach 6.}$$

$$\frac{R_{p20}}{R_Z} = 0.3 \quad \text{Streckgrenze/Zugfestigkeit Kriterium für Z-Wert}$$

$$Z := 1.51 \quad \text{Nach Tafel 3.1}$$

$$n := 5 \quad \text{Anzahl der Schrauben}$$

$$Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SB}}{K \cdot n}} = 1.568 \text{ mm} \quad \text{Kriterium für } c_5 \text{ nach B7 8}$$

$$c_5 := 3 \text{ mm} \quad \text{Konstruktionszuschlag für Vollschaftschrauben}$$

$$d_K := Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SB}}{K \cdot n}} + c_5 = 4.568 \text{ mm} \quad \text{Mindestgewindekerndurchmesser für Betriebszustand}$$

Berechnung des Schraubenkerndurchmessers im Prüfzustand:

$$R_{p20} := 210 \frac{N}{mm^2}$$

Streckgrenze bei Raumtemperatur von Schraubenwerkstoff 1.4306

$$K_{20} := R_{p20} = 210 \frac{N}{mm^2}$$

Festigkeitskennwert bei Raumtemperatur

$$\varphi := 1.0$$

Hilfswert, Wenn Oberfläche bearbeitet =1 nach 6.

$$Z := 1.27$$

Nach Tafel 3.1

$$n := 5$$

Anzahl der Schrauben

$$d_K := Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SP}}{K_{20} \cdot n}} = 1.472 \text{ mm}$$

Mindestgewindekerndurchmesser für Prüfzustand

Berechnung des Schraubenkerndurchmessers im Einbauzustand:

$$R_{p20} := 210 \frac{N}{mm^2}$$

Streckgrenze bei Raumtemperatur von Schraubenwerkstoff 1.4306

$$K_{20} := R_{p20} = 210 \frac{N}{mm^2}$$

Festigkeitskennwert bei Raumtemperatur

$$\varphi := 1.0$$

Hilfswert, Wenn Oberfläche bearbeitet =1, nach 6.

$$Z := 1.27$$

Nach Tafel 3.1

$$n := 5$$

Anzahl der Schrauben

$$d_K := Z \cdot \sqrt{\frac{F_{DV}}{K_{20} \cdot n}} = 4.737 \text{ mm}$$

Mindestgewindekerndurchmesser für Einbauzustand