



Florian Roithmayr B.Sc.

**Neukonzeptionierung einer  
Plasmanitrieranlage für die  
Niedertemperaturbehandlung  
von nichtrostenden Edelstählen**

**MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur  
Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer/in  
Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Jörg Edler  
Institut für Fertigungstechnik

Graz, April 2019

## Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche gekennzeichnet habe.

## Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am.....  
(Datum/date)

.....  
(Unterschrift/signature)

## Danksagung

Hiermit möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mir bei der Erstellung dieser Arbeit auf irgendeine Weise behilflich waren.

Anfangen möchte ich bei Herrn Professor Franz Haas für die unkomplizierte und rasche Zusage zur Unterstützung der Masterarbeit und bei Herrn Professor Jörg Edler für die anschließende Betreuung. Außerdem möchte ich mich bei Herrn Thomas Müller, Andreas Gebeshuber und Gerald Darilion von der Firma Rübzig bedanken, welche mir die spannende Aufgabe gestellt haben und mich auch während der Erstellung der Arbeit bei den aufgetretenen Fragen immer tatkräftig fachlich unterstützt haben.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Schwester Anita und meinem Schwager Matthias, welche mich mit ihren Sprachkompetenzen beim Korrekturlesen unterstützen.

Und der größte Dank gilt meinen Eltern, welche mich durch das ganze Studium hindurch laufend in allen Belangen unterstützten.

## Vorwort

Für die Masterarbeit als Abschluss meines Maschinenbaustudiums wollte ich von Anfang an eine Aufgabe gemeinsam mit und für ein Unternehmen finden. Unter den Projekten, welche im Zuge der geführten Gespräche vorgestellt wurden, erweckte jenes der Firma Rübzig in Wels, Oberösterreich, das größte Interesse. Im Bereich des Anlagenbaus wurde mir angeboten, mich mit einem neuen Heizkonzept für Plasmanitrieranlagen zu beschäftigen. Das Besondere an dieser Aufgabenstellung war die enorm breite Aufteilung der unterschiedlichen Teilgebiete. Das Themenspektrum reichte von physikalischen und thermodynamischen Berechnungen über Auswahl von Messsystemen hin zu mechanischer Konstruktion und Optimierung, wodurch sich die Möglichkeit bot, das während des Studiums erworbene Wissen in der Praxis umzusetzen; dies entsprach auch meinem Wunsch, da ich in allen Bereichen großes Interesse besitze. Ein weiterer Anreiz war die Aussicht, dass das entwickelte Konzept in einer neuen Anlage umgesetzt wird.

Somit war für mich klar, dass ich meine Abschlussarbeit gerne zu diesem Thema schreiben möchte. Im Mai 2018 begann ich bei Rübzig ein Praktikum im Rahmen dessen das Thema von mir behandelt wurde. Gleichzeitig bekam ich natürlich laufend Unterstützung aus dem gesamten Unternehmen. Auch wenn das Thema Plasmanitrieren zu diesem Zeitpunkt für mich noch relativ unbekannt war, erhielt ich schnell viele Informationen und sehr interessante Details zu diesem doch sehr komplexen Thema. Für die Verwendung von alternativen Wärmeträgern waren noch keine speziellen Erfahrungen im Unternehmen vorhanden auf die ich zurückgreifen hätte können, weswegen viele Telefonate mit Experten erforderlich waren. Darüber hinaus konnten auf einem Messebesuch viele interessanten Fakten in Erfahrung gebracht werden.

Im Zuge des Projektes bildete sich ein immer konkreteres Konzept, das auch laufend direkt im 3D Model abgebildet wurde, wobei aufgrund von neuen Erkenntnissen während der Projektarbeit zahlreiche, umfassende Justierungen erforderlich waren. Unterstützung erhielt ich dabei von drei Schülern der HTBLA Wels, die gemeinsam mit mir in der Konzeptphase einige Berechnungen anstellten und die unterschiedlichen Möglichkeiten für eine Auswahl aufbereiteten und untersuchten.

Die Erstellung des fertigen Konzeptes mit direkter Umsetzung im CAD und der Auswahl der passenden Komponenten konnte nach acht Monaten abgeschlossen werden.

## Kurzfassung

Plasmanitrieranlagen werden derzeit größtenteils mit elektrischen Heizstäben direkt am Rezipienten beheizt und über Kühlspalte und Ventilatoren mit Umgebungsluft gekühlt. Eine Alternative zu diesem weit verbreiteten Temperierkonzept zu suchen war die Hauptaufgabe dieser Arbeit. Dazu wurden zuerst verschiedene Möglichkeiten untersucht Wärme zu übertragen, die unterschiedlichen Wärmeträger verglichen und ihre Eigenschaften für die Eignung zur Verwendung in einer Plasmanitrieranlage analysiert.

Als am besten geeigneter Wärmeträger stellte sich Thermoöl heraus. Dieses eignet sich für die Behandlung von nichtrostenden Stählen gut, da die maximale Prozesstemperatur von 400 °C mit Thermoölen realisiert werden kann und diese auch bis zu Raumtemperatur verwendbar sind.

Nach der Auswahl von Thermoöl als am besten geeigneten Wärmeträger wurde untersucht, welcher Aufbau möglich ist, um die vier benötigten Temperierkreisläufe bestmöglich umzusetzen. Dabei wurden Berechnungen durchgeführt und auch die Kosten und der Platzbedarf der unterschiedlichen Varianten verglichen. Beim Blick auf die Kosten wurden die einzelnen Komponenten wie Pumpen, Erhitzer, Sensorik etc. in ihrer Anzahl und in ihrem Einzelpreis betrachtet. Dies zeigte bereits eine erste Problematik in der Realisierung dieses alternativen Heizkonzeptes, da die Kosten für die einzelnen Komponenten aufgrund der hohen Anforderungen unerwartet hoch sind.

Nach Auswahl der Komponenten und deren Verschaltung wurden alle benötigten Bauteile im 3D-Modell auf der Basis der bereits bestehenden Anlage platziert. Dabei wurde ersichtlich, dass das Prinzip der Haubenanlage nicht die optimale Form einer Nitrieranlage für das neue Heizkonzept darstellt. Das beschränkte Platzangebot brachte große Probleme hervor, welche nicht zur Gänze gelöst werden konnten.

Als weiterer Aspekt wurde der Vorteil der besseren Möglichkeit der Energierückgewinnung betrachtet.

Prinzipiell zeigt diese Arbeit die Möglichkeiten und die Vorteile, die sich durch ein neu durchdachtes Heizkonzept ergeben. Jedoch stellen sich auch viele Probleme ein, welche zeigen, dass die Änderung des Konzeptes zur Temperierung nicht einfach ist und die ganze Anlage dadurch wesentlich komplexer und auch anfälliger für Fehler wird. Dadurch werden viele Vorteile wieder aufgehoben.

## Abstract

Most of the plasma nitriding furnaces that are built today use a direct electric heating with resistance heating elements on the retort. The cooling is done by a simple canal with fans that blow the surrounding air over the hot surface. The main topic of this master thesis was to find an alternative heating concept. At first possible ways of transferring heat have been searched and then the heat transfer media have been compared and their different properties have been analysed on how good they fulfil the needs of the nitriding plant. Thermal oil was then chosen as the best fitting medium mostly because of its good temperature range. It is usable at room temperature and can be heated up to about 400 °C, what is also the process temperature of nitriding of stainless steel.

In the next step it was examined how the four needed heating circuits can be connected and what components are needed. To find the best solution there were some calculations on for example the heat transfer. To get another look on the different variations also the costs and the space of the single components and how much of them are needed has been looked at. There appeared a first problem, because the components are very expensive due to the big requirements, especially the high temperature.

After the concept and the components have been fixed, all the parts have been moved into the 3D model based on the already existing plant. During this step it showed that the principle of a bell-furnace is not the best for the heating with the thermal oil. Due to the little amount of space that is available there were some big problems and not all of them have been solved perfectly.

As a part of this thesis the possibilities of the energy recovery that come along with the new heating system have been observed.

Finally, this work shows the potentialities and advantages that come along with the new developed heating concept. But alongside there were a lot of troubles that show that it is not so easy to implement a new system for the nitriding plant because the furnace is getting a lot more complex and so there are much more possible failures.

# Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung .....	1
2.	Theoretische Grundlagen .....	2
2.1.	Nitrieren .....	2
2.1.1.	Prinzip .....	2
2.1.2.	Unterschiedliche Prozesse und Verfahren.....	4
3.	Ausgangslage .....	11
3.1.	Bestehende Anlage .....	11
3.2.	Randbedingungen.....	11
4.	Temperierkonzept .....	12
4.1.	Wärmeträger .....	12
4.1.1.	Allgemeine Eigenschaften .....	12
4.1.2.	Thermoöle.....	13
4.1.3.	Salzschmelzen .....	14
4.1.4.	Ionische Flüssigkeiten .....	15
4.1.5.	Wasser.....	16
4.1.6.	Luft.....	17
4.1.7.	Gewählter Wärmeträger .....	17
4.2.	Wärmeübertragung .....	18
4.2.1.	Pillow-Plate System.....	18
4.2.2.	Halbrohrschlangen .....	20
4.2.3.	Vollrohrschlangen .....	21
4.2.4.	Doppelwandbehälter .....	21
4.3.	Mögliche Varianten für den Aufbau .....	21
4.3.1.	Komponenten.....	21
4.3.2.	Aufbauvarianten .....	24
4.3.3.	Verwendung von Temperiergeräten .....	30
4.3.4.	Ausdehnungsgefäß .....	33
4.3.5.	Benötigte Sensorik .....	34
4.3.6.	Kostenvergleich.....	35
4.3.7.	Auswahl der Variante .....	36
4.4.	Abwärmenutzung .....	37
5.	Berechnungen.....	39
5.1.	Energiebilanz beim Vermischen der einzelnen Heizzonen .....	39
5.2.	Speicherung im Wärmeträger.....	43
5.3.	Ablufttemperatur und Kühlleistung der derzeitigen Anlage .....	47
5.4.	Wärmeübergang in der Halbrohrschlange .....	49

6.	Sensorik .....	50
6.1.	Temperatur .....	50
6.2.	Druck.....	51
6.3.	Füllstand .....	51
6.4.	Durchfluss .....	52
6.4.1.	Schaufelrad: .....	52
6.4.2.	Messturbine: .....	55
6.4.3.	Coriolis: .....	56
6.4.4.	Wirbelzähler: .....	57
6.4.5.	Messblende:.....	58
7.	Ausgeführte Konstruktion .....	59
7.1.	Übersicht der Konstruktion .....	59
7.1.1.	Pumpen.....	60
7.1.2.	Kühler .....	61
7.1.3.	Erhitzer.....	61
7.1.4.	Schmutzfänger .....	62
7.1.5.	Ausdehnungsgefäß .....	62
7.1.6.	Verkleidung .....	63
7.1.7.	Temperierte Innenanode .....	63
7.2.	Potentielle Schwachstellen & Probleme .....	65
7.2.1.	Kühlleistung durch natürliche Konvektion .....	65
7.2.2.	Rohrleitungen.....	65
7.2.3.	Überhitzung aller Komponenten .....	66
7.2.4.	Sicherheitsprobleme.....	67
7.3.	Verbesserungsvorschläge .....	67
8.	Schlussfolgerungen und Ausblick.....	68
	Abbildungsverzeichnis .....	71
	Tabellenverzeichnis.....	73
	Anhang.....	74

# Formelzeichen, Bezeichnungen und häufig verwendete Abkürzungen

## Lateinische Formelzeichen

$Q$	J	Wärme
$T$	K oder °C	Temperatur
$P$	W	Leistung
$A$	m <sup>2</sup>	Fläche
$c$	kJ/(kg*K)	Spezifische Wärmekapazität
$m$	kg	Masse
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$E$	J	Energie
$Pr$	---	Prandtl-Zahl
$d$	m	Durchmesser
$Nu$	---	Nusselt-Zahl
$p$	Pa, bar	Druck

## Griechische Formelzeichen

$\mu$	Pa*s	Dynamische Viskosität
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität
$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> *K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\lambda$	W/(m*K)	Wärmeleitfähigkeit

# 1. Einleitung

Plasmanitrieranlagen gibt es schon seit vielen Jahren. Im Laufe der Zeit hat sich dabei die Art der Beheizung und Kühlung verändert. Die Anfangs häufig verwendeten Kaltwandanlagen, welche mithilfe eines Wassermantels um den Rezipienten die Anlage kühlen und bei denen die Wärmezufuhr ausschließlich über das Plasma erfolgt, wurden immer häufiger von Warmwandanlagen abgelöst. Bei dieser Bauform besteht die Möglichkeit einer Wärmezufuhr durch elektrische Widerstandsheizungen an der Wand, die Kühlung erfolgt über einen Luftkanal mit Ventilatoren die Umgebungsluft um den Rezipienten blasen. Dadurch bekommt man zusätzliche, neue Freiheitsgrade und die Prozesse laufen stabil und liefern sehr gute Ergebnisse. Doch sich auf einem vorhandenen funktionierenden System auszuruhen, kann nicht das Ziel eines innovativen Unternehmens sein. Die Frage, die sich stellt, ist, ob durch neue Erkenntnisse und Erfindungen in der Technik sich nicht auch neue Möglichkeiten eröffnet haben und somit gut funktionierende Systeme noch einmal verbessert werden können oder ein neues System entwickelt werden kann.

Genau diese Überlegung stellte auch den initiativen Gedanken hinter dieser Masterarbeit dar. Ein neues Heizkonzept für eine Plasmanitrieranlage, das durch die Verwendung eines neuen Prinzips zusätzliche Vorteile besitzt. Die grundsätzliche Idee war die Verwendung eines Wärmeträgers, um für die Beheizung und Kühlung einen Zwischenschritt einzuführen. Dadurch könnten viele Vorteile entstehen, etwa bessere Möglichkeiten zur Energierückgewinnung oder auch nur ein optisch ansprechenderes Design. Auch die Kosten eines neuen Konzeptes stellen Potential zur Optimierung dar. Außerdem können die Kühlung und die Beheizung dann über ein gemeinsames System erfolgen und ein stabiles Temperieren wird ermöglicht.

Als Einstieg für ein alternatives Konzept für die Temperierung eignet sich besonders die Betrachtung einer Nitrieranlage für nichtrostende Edelstähle. Aufgrund ihres hohen Chromgehalts, der auch für die Korrosionsbeständigkeit des Stahles verantwortlich ist, dürfen diese Stähle nicht über 400 °C nitriert werden, da sie sonst ihre nichtrostenden Eigenschaften verlieren. Dadurch wird der Temperaturbereich bereits eingeschränkt und die Anforderungen an das Heizsystem sinken.

Um ein Temperierkonzept beurteilen zu können, ist es notwendig, die Grundlagen des Prozesses zu verstehen und somit auch die Anforderungen an das System. Diese werden in Kapitel 2 dieser Arbeit betrachtet.

Im nächsten Kapitel wird die Ausgangslage nochmal zusammengefasst, ehe in Kapitel 4 die unterschiedlichen Möglichkeiten genauer betrachtet werden und die Auswahl eines Konzeptes erfolgt. Dafür werden zuerst die möglichen Wärmeträger betrachtet und ihre unterschiedlichen Eigenschaften auf die Eignung für die Verwendung in einer Plasmanitrieranlage untersucht. Diese Erkenntnisse stellen die Basis für die Definition der weiteren Komponenten und des gesamten Layouts dar. In Kapitel 5 finden sich einige Berechnungen, die für die Auslegung der Komponenten erforderlich waren.

Kapitel 6 widmet sich dem Thema der Sensorik. Dieses nahm auch einen großen Teil der Zeit in Anspruch, da es sehr anspruchsvoll war Sensoren zu finden, die den enormen Anforderungen standhalten, besonders der sehr hohen Temperatur von bis zu 400 °C. Im folgenden Kapitel werden die Kernaspekte der Konstruktion näher erläutert.

## 2. Theoretische Grundlagen

### 2.1. Nitrieren

Nitrieren ist ein thermochemisches Verfahren, bei dem die Randschicht eines Werkstoffes mit Stickstoff angereichert wird. Alternativ wird in der Praxis auch der Begriff Aufsticken, in Analogie zum Aufkohlen, wo Kohlenstoff in die Randschicht eingebracht wird, verwendet. Wird die Randschicht in einem einzigen Prozess mit Stickstoff und mit Kohlenstoff angereichert spricht man vom Nitrocarburieren. Durch Nitrieren eines Werkstoffes können primär folgende Eigenschaften verbessert werden:<sup>1</sup>

- Verschleißbeständigkeit
- Festigkeitsverhalten (Dauerfestigkeit)
- Korrosionsverhalten

Im weiteren Verlauf wird nur auf das Nitrieren von Stahl eingegangen.

Die Behandlung findet üblicherweise zwischen 400 und 630 °C, vorzugsweise für Standardprozesse zwischen 500 und 550 °C, statt. Die untere Grenze stellt dabei eine unzureichende Stickstoffdiffusion dar, die obere Grenze wird von einer möglichen Gefügeumwandlung bestimmt. Für spezielle Verfahren, wie auch das Nitrieren von rostfreien Stählen, sind jedoch auch andere Temperaturen möglich.<sup>1</sup>

#### 2.1.1. Prinzip

Die Grundvoraussetzung für den Nitrierprozess ist atomarer Stickstoff, welcher während des Prozesses vom Bauteil absorbiert werden kann. Dieser Stickstoff kommt aus unterschiedlichen Quellen, abhängig von dem jeweiligen Verfahren. Die Stickstoffatome sind etwa halb so groß wie die Eisenatome und dadurch wird es ermöglicht, dass sich die absorbierten Atome auf Zwischengitterplätzen einlagern. Die Löslichkeit ist abhängig von der Temperatur und dem vorliegenden Gefüge. Die maximale Lösbarkeit für Ferrit liegt bei 0,115 % Massenanteile bei 590 °C, bei Austenit sind es bei 650 °C höchstens 2,8%. Ferrit kann als Vergleich bei Raumtemperatur nur noch 0,001% Stickstoff aufnehmen.

Neben dem Einlagern auf Zwischengitterplätzen ist Stickstoff auch in der Lage sich mit dem Eisen und den diversen Legierungselementen wie zum Beispiel Aluminium, Chrom, Molybdän, Vanadium, Titan zu eigenen Kristallen zu verbinden. Bei den Eisennitriden wird primär zwischen den zwei am häufigsten vorkommenden stabilen Nitriden unterschieden:<sup>1</sup>

- $\gamma'$ -Phase ( $\text{Fe}_4\text{N}$ ): kubisch flächenzentriertes Gitter, an dem sich der Stickstoff im Zentrum des Einheitswürfels befindet. Bei 680 °C weist diese Verbindung einen stöchiometrischen Stickstoffgehalt von 5,88% auf. Siehe Abbildung 2-1 links.
- $\epsilon$ -Phase ( $\text{Fe}_{2-3}\text{N}$ ): hexagonale Struktur, ist stickstoffreicher und weist einen Stickstoffgehalt von 7,7 bis 11,1 Masse % auf. Siehe Abbildung 2-1 rechts.

Abbildung 1 zeigt den Aufbau der zwei unterschiedlichen Nitride. Die schwarzen Punkte stellen die Stickstoffatome dar.

---

<sup>1</sup> Vgl. Liedtke, 2007.

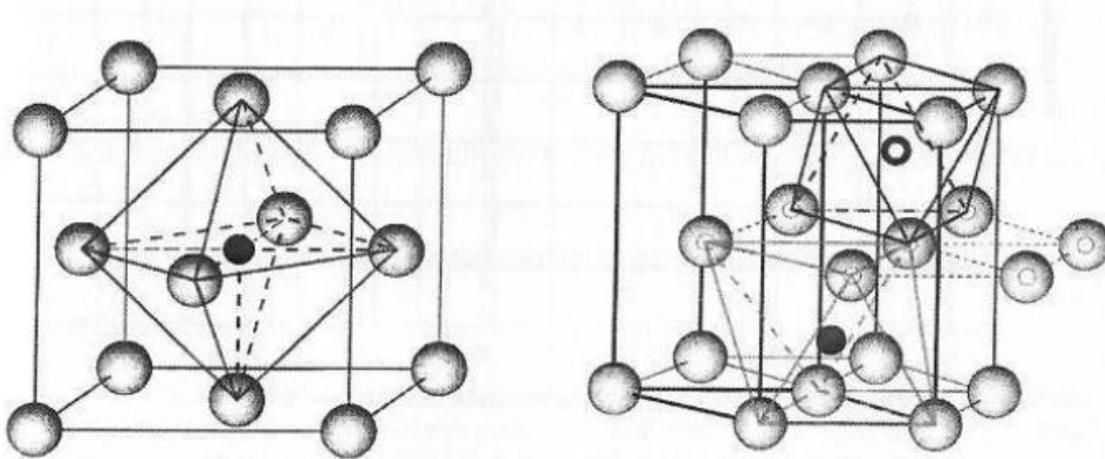


Abbildung 2-1: Gitterstruktur der zwei unterschiedlichen Nitride<sup>2</sup>

Abbildung 2-2 zeigt die auftretenden Mischkristalle bei unterschiedlichen Temperaturen und Massenanteilen bei einer Legierung aus Eisen und Stickstoff. Besonders interessant ist hierbei das Eutektikum bei 590 °C und bei 2,36 % Stickstoffanteil. Dieses begrenzt häufig die Prozesstemperatur, da man die auftretende Gefügeumwandlung vermeiden möchte.<sup>2</sup>

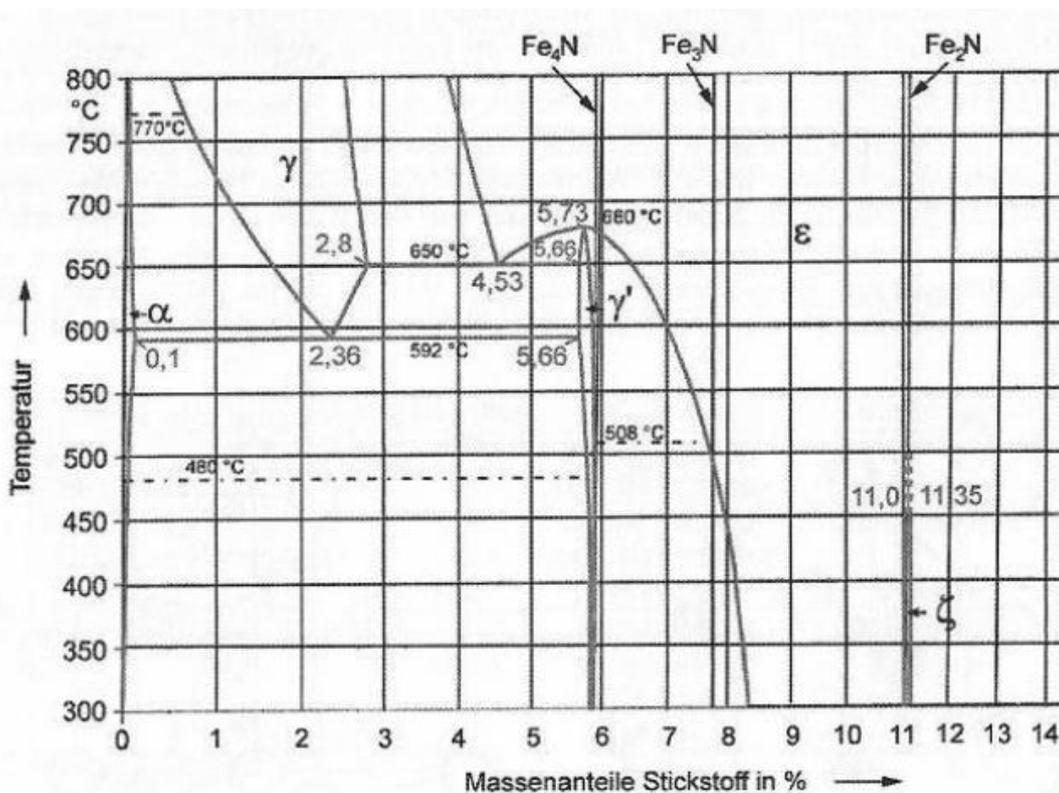


Abbildung 2-2: Zustandsschaubild des Systems Eisen Stickstoff<sup>2</sup>

Ab einer Stickstoffkonzentration von etwa 6 % beginnen sich an der Werkstoffoberfläche an Keimpunkten erste  $\gamma'$ -Nitride zu bilden. Keimpunkte sind dabei Korngrenzen und Knotenpunkte. Diese Nitride werden im weiteren Verlauf von  $\epsilon$ -Nitriden bedeckt und breiten sich lateral und in die Tiefe aus. Sobald eine geschlossene Schicht erreicht ist, wird die Diffusion des Stickstoffes erschwert und die Geschwindigkeit des Massenstroms sinkt. Da die äußere Randschicht aus Stickstoffverbindungen und anderen Verbindungen, wie zum Beispiel

<sup>2</sup> Vgl. Liedtke, 2007.

Primärcarbiden, besteht, wird diese auch Verbindungsschicht genannt. Unterhalb der Verbindungsschicht befindet sich die Diffusionsschicht. Diese reicht bis zu einigen Zehntel Millimetern Tiefe in die Oberfläche. Beim langsamen Abkühlen scheiden sich aufgrund der sinkenden Lösbarkeit  $\gamma'$ -Nitride aus, die dann nadelförmig in Schlifffeldern erkennbar sind.

Abbildung 2-3 zeigt die Eigenschaften der Verbindungsschicht und der Diffusionsschicht und die daraus resultierenden Gebrauchseigenschaften.

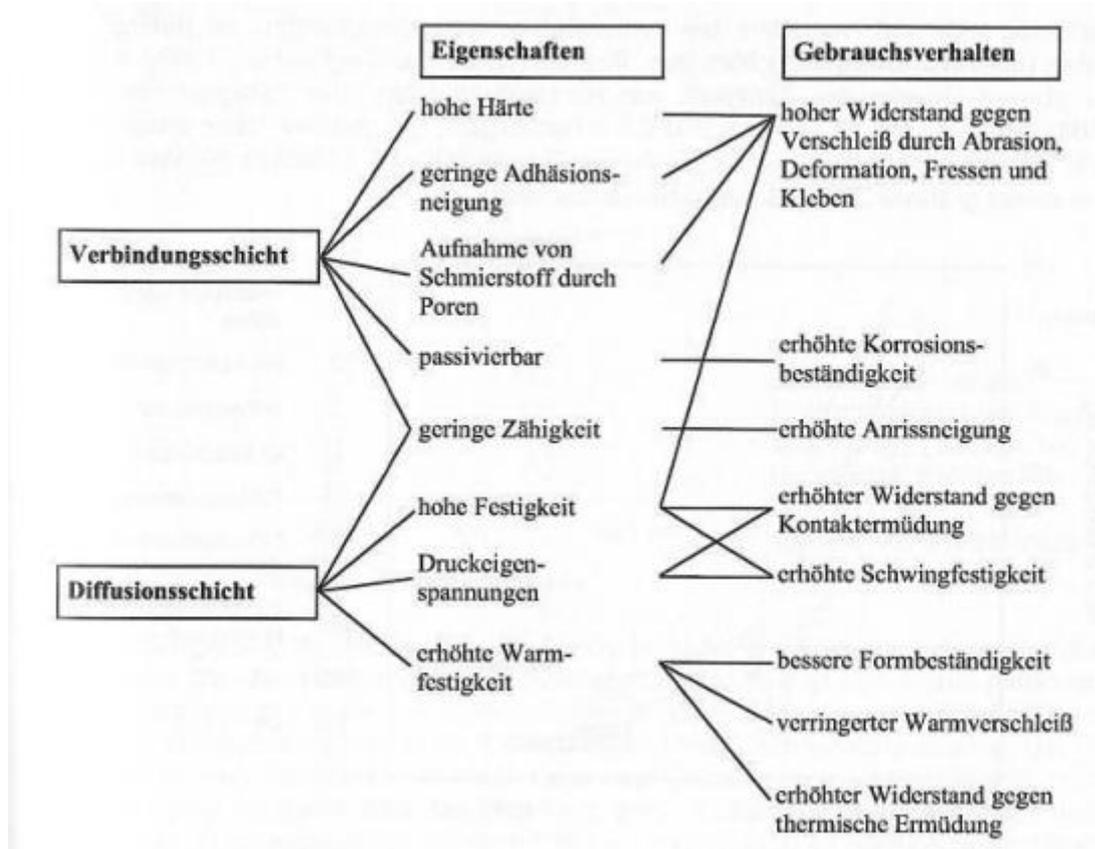


Abbildung 2-3: Eigenschaften nitrierter Oberflächen<sup>3</sup>

Ein weiterer Vorteil des Nitrierens ist die geringe Temperatur, bei der der Prozess abläuft. Dadurch treten im Werkstoff keine Gefügeumwandlungen und auch wenig Verzug auf. Außerdem ist die Schicht – anders als bei Hartstoffbeschichtungen – nicht nur aufgebracht, sondern mit dem Gefüge verbunden.

Den erwähnten Vorteilen und positiven Werkstoffeigenschaften gegenüber stehen auch Nachteile:

- Volumenzuwachs: Durch das Einbringen von Stickstoff in das Gefüge nimmt das Volumen der Bauteile zu. Besonders an Kanten kann das zu gratähnlichen Gebilden führen, welche brechen und dadurch die Oberfläche beschädigen können. Mit konstruktiven Maßnahmen kann dieser Nachteil jedoch gut beherrscht werden<sup>3</sup>.
- Die Werkstückoberfläche wird durch das Nitrieren aufgeraut. Gründe dafür sind das Herauswachsen der Nitridkristalle und mögliche plastische Deformationen von Verformungen aus vorhergehenden Bearbeitungen.<sup>3</sup>

### 2.1.2. Unterschiedliche Prozesse und Verfahren

Im Laufe der Zeit haben sich im industriellen Umfeld unterschiedliche Verfahren zum Nitrieren von Werkstücken entwickelt. Auf die Unterschiede in den Verfahren Gasnitrieren,

<sup>3</sup> Vgl. Liedtke, 2007.

Salzbadnitrocarburieren und Plasmanitrieren und die jeweiligen Vor- und Nachteile wird in diesem Kapitel eingegangen. Andere Sonderverfahren werden nicht näher erläutert.

#### 2.1.2.1. Gasnitrieren

Während der Entwicklung der Ammoniaksynthese, konnten erste Wechselwirkungen zwischen Ammoniak und Eisen beobachtet werden. Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde 1913 ein Patent zur Nitrierung von Stählen und Gusseisen angemeldet. Beim Gasnitrieren bildet bis heute der in der Retorte zerfallende Ammoniak ( $\text{NH}_3$ ) die Quelle für den absorbierten Stickstoff. Die Geburtsstunde des Gasnitrierens und somit des Nitrierens allgemein liegt in den Jahren 1922/23. Seitdem wurden viele Forschungen angestellt, um das Nitrierergebnis und die Nitrierdauer zu beeinflussen. Besonders die Verwendung diverser Zusatzgase führte zu einer Vielzahl an Varianten.<sup>4</sup>

Das Gasnitrieren bietet folgende Vorteile gegenüber anderen Verfahren:<sup>5</sup>

- Verfahrenstechnische Vielfalt zur Erzeugung einer beanspruchungsgerechten Nitrierschicht. Die Struktur und Dicke der Nitrierschicht kann aufgrund der vielen Freiheitsgrade beeinflusst werden.
- Vorteil bei der Behandlung von Schüttgut. Schüttgut ist mit Plasmanitrieranlagen nicht behandelbar
- Nur geringfügige Erhöhung der Oberflächenrauigkeit
- Viele Anlagenarten und Größen möglich für verschiedenste Bauteile
- Gestaltungsmöglichkeiten für spezielle Verfahrensabläufe
- Prozessüberwachung ermöglicht eine gute Qualitätssicherung im Sinne des Aufbaus der Nitrierschicht

Dem gegenüber stehen die Nachteile:<sup>5</sup>

- Erforderlicher Medienverbrauch (besonders Ammoniak)
- Hohe Anforderungen an die Sicherheitsausrüstung der Anlage, da brennbare Gase im Prozess verwendet werden beziehungsweise entstehen.
- Ammoniak ist gesundheitsschädlich und darf somit nicht an die Umgebung gelangen

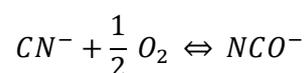
#### 2.1.2.2. Salzbadnitrocarburieren

Beim Salzbadnitrocarburieren ist der Stickstofflieferant ein geschmolzenes Salz. Ein geschmolzenes Salz besteht dabei aus den Anionen und Kationen, welche das Kristallgitter bildeten, nur sind diese nun nicht mehr in einem Gitter gebunden, sondern frei beweglich. Als Salze werden heutzutage Natrium- oder Kaliumcyanat im Gemisch mit Soda, Pottasche oder Lithiumcarbonat verwendet. Diese sind ungiftig und vollkommen regenerierbar. Bis zum Ende der 70er wurden auch andere, giftige Salze eingesetzt.

Aus dem Cyanat ( $\text{NCO}^-$ ) entsteht durch Oxidation sowie durch Zerfall nitrieraktiver Stickstoff.<sup>5</sup>



Als Produkte entstehen der nitrierfähige Stickstoff, Kohlenstoff, Carbonat  $\text{CO}_3^{2-}$  und Cyanid  $\text{CN}^-$ . Unter Anwesenheit von Sauerstoff verbindet sich ein Teil des entstandenen Cyanids wieder in Cyanat, welches erneut Stickstoff abgeben kann.<sup>5</sup>



Der entstehende Kohlenstoff verbindet sich mit dem vorhandenen Sauerstoff teilweise zu Kohlenstoffmonoxid und Kohlenstoffdioxid oder diffundiert in das Werkstück. Aus diesem

<sup>4</sup> Vgl. Chatterjee-Fischer, 1995.

<sup>5</sup> Vgl. Liedtke, 2007.

Grund spricht man nicht von Salzbadnitrieren, da auch immer eine Kohlenstoffdiffusion erfolgt.  
6

Einige der Vorteile dieses Verfahrens sind:<sup>6</sup>

- Hohe Reproduzierbarkeit und geringe Streuung der Behandlungsergebnisse innerhalb der Charge.
- Schnelle und gleichmäßige Wärmeübertragung; die Ursache liegt in der hohen Wärmekapazität des Salzes und dem hohen Wärmeübergang.
- Homogenes und sehr großes Stickstoffangebot in der gesamten Schmelze.
- Sehr robuster, wenig störanfälliger Prozess.
- Nur wenige Prozessparameter sind zu beachten.
- Keine aufwendige Vorreinigung notwendig.
- Chargenaufbau hat nur geringen Einfluss auf das Behandlungsergebnis.
- Bauteile mit unterschiedlicher Behandlungsdauer können gleichzeitig behandelt werden.
- Gute Rentabilität durch Flexibilität und mäßige Investitionskosten.

Dem gegenüber stehen folgende Nachteile:<sup>6</sup>

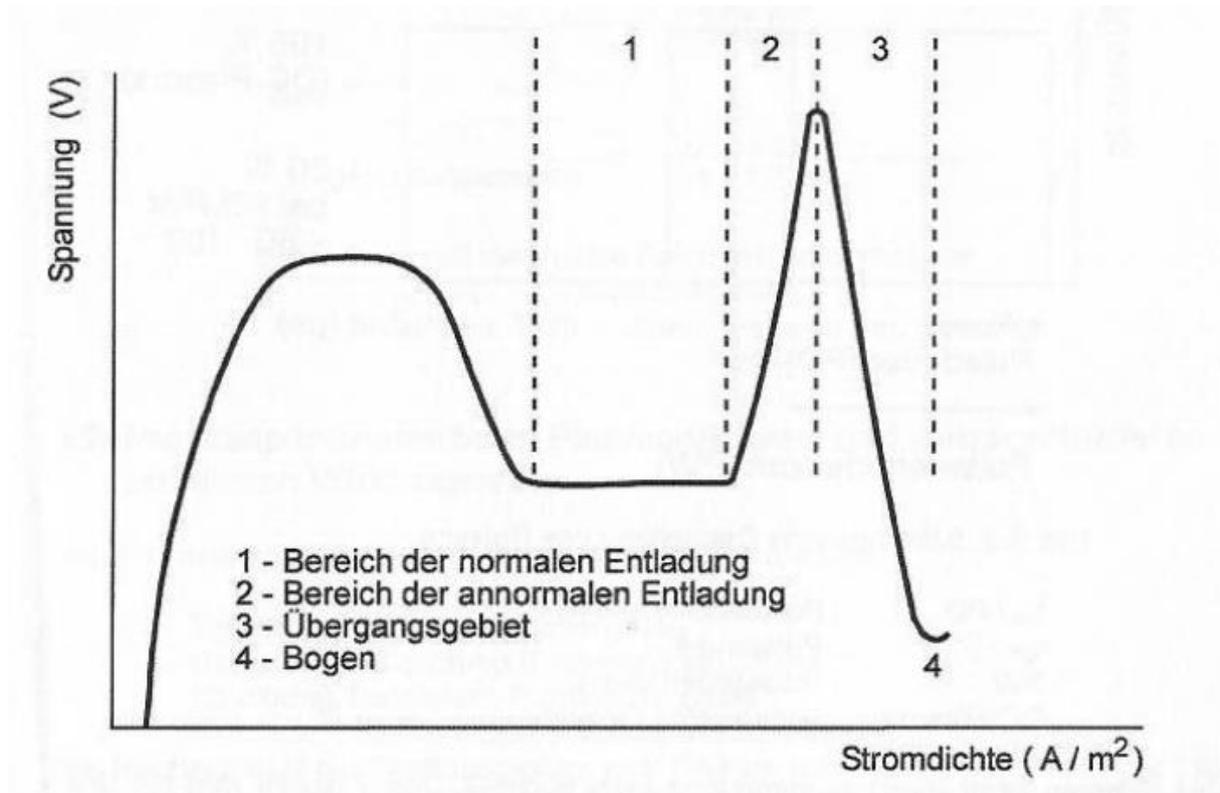
- Partielle Behandlung nur eingeschränkt möglich, da keine Isoliermittel einsetzbar sind.
- Nicht einsetzbar zum Nitrieren ohne Kohlenstoffdiffusion.
- Hoher Salzaustrag bei stark schöpfenden Teilen.
- Erhöhter Nachreinigungsaufwand, besonders bei tiefen Sacklochbohrungen.
- Verhältnis von Verbindungsschichtdicke und Diffusionstiefe ist nur eingeschränkt variabel.

### 2.1.2.3. Plasmanitrieren

Plasma ist ein elektrisch leitfähiges Gas, das heißt es stehen freie Ladungsträger zur Verfügung. Bei Drücken über 0,1 bar ist dies erst ab ca. 8000 K gegeben. Im einstelligen mbar Bereich ist die Erzeugung eines Plasmas auch schon bei wesentlich geringeren Temperaturen möglich. Dieser Effekt wird beim Plasmanitrieren genutzt. Zwischen den Bauteilen, die während des Prozesses als Kathode geschaltet sind, und der Behälterwand, welche als Anode wirkt, wird dann eine Spannung von mehreren hundert Volt angelegt. Die entstehende Stromdichte ist abhängig von den verwendeten Gasen und dem Druck im Rezipienten. Abbildung 2-4 zeigt den prinzipiellen Zusammenhang zwischen Spannung und Stromdichte einer Glimmentladung. Für plasmabasierende Oberflächenbehandlung wird der Bereich der anormalen Entladung genutzt, in der Abbildung der Bereich 2.<sup>6</sup>

---

<sup>6</sup> Vgl. Liedtke, 2007.



**Abbildung 2-4: Stromdichte-Potentialkurve einer Glimmentladung<sup>7</sup>**

Die genauen Vorgänge im Plasma werden in der Literatur widersprüchlich beschrieben. Einige Autoren sprechen von abgetrennten Eisenatomen, welche sich dann im Plasma mit Stickstoff verbinden und sich als Eisennitrid wieder an der Oberfläche anlegen. Dieser Vorgang stellt jedoch nur einen sehr geringen Anteil an der Nitrierschicht dar. Heute wird davon ausgegangen, dass der für den Nitrierprozess bestimmende Anteil Stickstoff direkt an der Oberfläche des Werkstücks im Glimmsaum entsteht.<sup>7</sup>

Im Folgenden werden kurz die wichtigsten Parameter des Plasmanitrierens erläutert:<sup>7</sup>

- Pulsspannung: Für die Zündung des Plasmas wird eine Mindestspannung benötigt. Diese ist abhängig von den vorhandenen Gasen, dem Abstand zwischen Anode und Kathode und dem herrschenden Druck. Durch Vorschalten eines Zündimpulses, also einer sehr kurzen Spannungsspitze, kann die Pulsspannung abgesenkt werden.
- Stromdichte: Zwischen Stromdichte und Spannung besteht der prinzipielle Zusammenhang, wie in Abbildung 2-4 ersichtlich ist. Die Stromdichte wird zum Beispiel durch steigende Spannung, Druck und Stickstoffanteil erhöht und sinkt beispielweise durch steigenden Wasserstoffanteil, Methananteil oder sinkendes Tastverhältnis.
- Tastverhältnis: Waren bei den anfänglichen Plasmanitrieranlagen noch DC-Generatoren im Einsatz, so arbeitet man heute fast ausschließlich mit gepulsten Generatoren. Bei diesen wird die Spannung getaktet und es kann dadurch der

<sup>7</sup> Vgl. Liedtke, 2007.

Leistungseintrag durch das Plasma gesteuert werden.

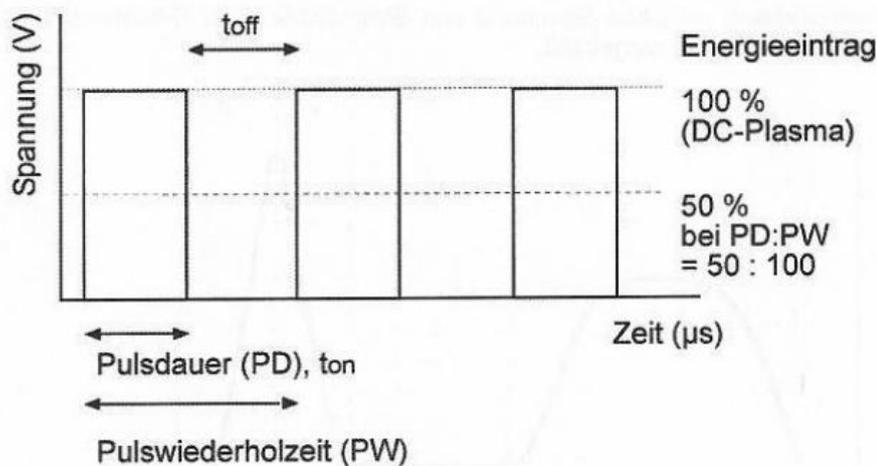


Abbildung 2-5: Schematische Darstellung des Pulsens<sup>8</sup>

- Gaszusammensetzung: Über die Zusammensetzung der Gasmischung im Rezipienten kann sowohl, wie bereits erwähnt, die Stromdichte und die Zündspannung, als auch das Nitrierergebnis beeinflusst werden. Besonders das Verhältnis aus  $\text{H}_2$  und  $\text{N}_2$  hat große Auswirkungen auf die Nitrierschicht. Bei Stickstoffüberschuss werden mehr  $\epsilon$ -Nitride gebildet, bei Wasserstoffüberschuss mehr  $\gamma'$ -Nitride und bei großem Wasserstoffüberschuss ist es sogar möglich verbindungsschichtfrei zu nitrieren. Zusätzlich können noch andere Gase verwendet werden, wie zum Beispiel Methan zum Nitrocarburieren, oder Argon.
- Beglimmte Fläche: Die Fläche, auf der das Plasma wirkt, ist direkt proportional der eingebrachten Leistung. Zu dieser Fläche zählt nicht nur die Charge selbst sondern auch das Chargiergestell.
- Druck: Der Druck im Rezipienten beeinflusst die Pulsspannung. Weiters wird durch den Druck beeinflusst, wie weit der Glimmsaum in Hohlräume vordringen kann. So können bei geringem Druck zum Beispiel Bohrungen nicht beglimmt und somit nitriert werden, welche bei höherem Druck nitriert werden.

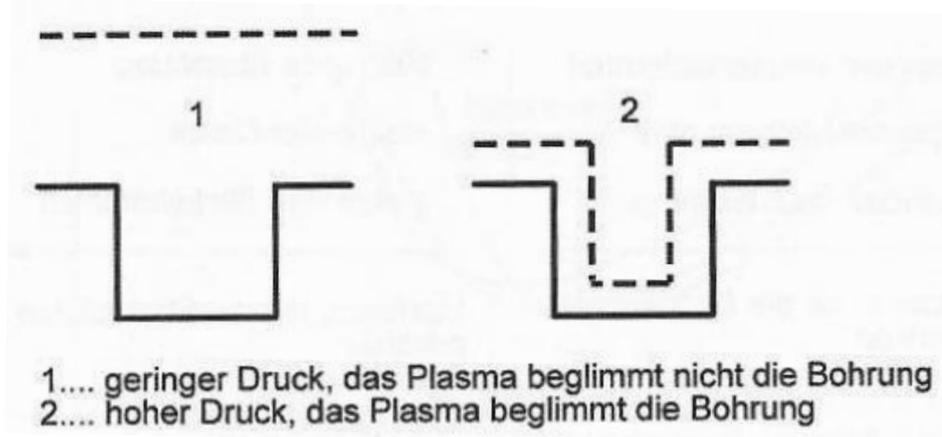


Abbildung 2-6: Einfluss des Druckes auf die Glimmsaumdicke<sup>8</sup>

Zu Beginn der Plasmanitriertechnologie waren die meisten Anlagen sogenannte Kaltwandanlagen. Bei diesen wird die Charge über ein Gleichstromplasma beheizt. Die Wärmeabfuhr erfolgt über eine wassergekühlte Rezipientenwand. Die Nachteile dieser Anlagen liegen in der großen Temperaturinhomogenität in der Charge und in der Einschränkung, dass die Temperatur primär über das Plasma geregelt werden muss und über

<sup>8</sup> Vgl. Liedtke, 2007.

die Wandkühlung nur eine geringe Beeinflussung der Chargentemperatur erfolgen kann. Bei moderneren Anlagen handelt es sich meist um Warmwandanlagen. Diese besitzen meist eine elektrische Beheizung des Rezipienten. Außerdem kann der Rezipient gekühlt werden. Dies erfolgt im Allgemeinen über Ventilatoren und einen Luftspalt um den Rezipienten. In Kombination mit einem gepulsten Plasma ergibt sich somit eine größere Entkoppelung von Plasmaleistung und Chargentemperatur, da über die Wand temperiert werden kann.

Ein typischer Plasmanitrierprozess besteht aus folgenden Abschnitten:<sup>9</sup>

1. Erwärmen: Zuerst wird die Anlage geschlossen und die Dichtheit überprüft, anschließend startet die Beheizung. Diese kann unter Schutzgasatmosphäre oder im Vakuum erfolgen. Bei der Beheizung unter Schutzgas erfolgt der Wärmeübergang nicht nur durch Wärmestrahlung, sondern auch über Konvektion. Somit können die Bauteile schneller und gleichmäßiger aufgeheizt werden. Die Energiequelle für das Beheizen ist meist eine elektrische Widerstandsheizung. Um eine möglichst homogene Temperaturverteilung zu erreichen und gleichzeitig den Wärmeübergang zu erhöhen, werden beim Aufheizen in einer Schutzgasatmosphäre häufig Innenventilatoren eingesetzt.
2. Sputtern: Bei diesem Prozessabschnitt wird das Plasma gezündet. Durch die auf das Werkstück auftreffenden Ionen wird die Oberfläche aktiviert. Zum Zünden des Plasmas muss eine eventuell vorhandene Schutzgasatmosphäre bis in jenen Bereich abgepumpt werden, in dem das Plasma gezündet werden kann.
3. Weiteres Erwärmen: Das Bauteil wird anschließend weiter erwärmt bis es die benötigte Nitriertemperatur erreicht hat. Bei diesem Aufheizschritt wird auch über das angelegte Plasma Energie zugeführt.
4. Nitrieren: Dies ist der längste Schritt im gesamten Prozess. In diesem wird über die eingestellten Parameter und die Behandlungsdauer die gewünschte Nitrierschicht aufgebaut.
5. Abkühlen: Durch Abkühlen der Rezipientenwand erfolgt eine Wärmeabgabe der Charge. Diese kann wie beim ersten Aufheizen im Vakuum oder unter Schutzgasatmosphäre stattfinden. Das Abkühlen des Rezipienten erfolgt meist über Ventilatoren, die Umgebungsluft an den heißen Mantel blasen.

Einige der Vorteile dieses Verfahrens sind:<sup>9</sup>

- Partielles Behandeln ist einfach durch Anbringen von Maskierungen möglich.
- Sehr gute Optimierungsmöglichkeiten des Schichtaufbaus hinsichtlich der Beanspruchung
- Nitrieren auch bei Temperaturen unter 400 °C möglich
- Sehr gute Reproduzierbarkeit und enge Toleranzen im Behandlungsergebnis
- Geringer Medienverbrauch
- Umweltfreundlichkeit
- Keine Einschränkung hinsichtlich der Behandelbarkeit nitrierbarer Werkstoffe
- Geringere Rauigkeiten im Vergleich zum Gasnitrieren oder Salzbadnitrocarburieren
- Möglichkeit von Prozesskombinationen in einer Anlage (z.B. zusätzlich Beschichten oder Oxidieren)
- Beste Maß- und Formbeständigkeit bei Sinterbauteilen

Als Nachteile dieses Verfahrens kann die erforderliche definierte Chargierung und die Nichtmöglichkeit des Nitrierens ganz kleiner Spalte gesehen werden.

#### 2.1.2.4. Anlagentypen

Zum besseren Verständnis der in der vorliegenden Arbeit getroffenen Aussagen und gewonnenen Erkenntnisse, werden nachstehend drei mögliche Anlagentypen von Plasmanitrieranlagen verglichen.

---

<sup>9</sup> Vgl. Liedtke, 2007.

Die häufigste Form sind Haubenöfen. Bei diesen wird die Haube, in der sich die Beheizung und Kühlung befindet, nach oben hin abgehoben. Dies kann durch verschiedene Hebeseysteme, wie zum Beispiel einen hydraulischen Hubmast, geschehen. Dadurch wird der Nutzraum von allen Seiten zugänglich und die Anlage kann beladen werden. Dieser Anlagentyp ist der mit Abstand am meisten verwendete.<sup>9</sup>

Bei einem Schachtofen ist der Kessel starr am Boden befestigt und es wird nur der Deckel abgehoben. Anschließend muss die Charge von oben in den Chargenraum eingeführt werden.<sup>10</sup>

Eine solche Art der Beladung ist für die meisten Teile weniger geeignet als das Chargieren in einem Haubenofen. Diese Bauform findet bei langen, schlanken Bauteilen Anwendung, da diese aus Verzugsgründen hängend chargiert werden. Außerdem werden Schachtofen gerne für den vollautomatisierten Betrieb genutzt, da händisches Chargieren bei dieser Bauform sehr umständlich ist.<sup>10</sup>

Neben diesen beiden vertikalen Varianten, ist es auch möglich horizontale Anlagen zu bauen. Diese haben jedoch eine sehr geringe Verbreitung.<sup>10</sup>

Auswahlkriterium	Schachtofen	Haubenofen	Horizontale Bauart
Durchmesser	++	+	+
Länge/Tiefe	++	+	○
Integrierbarkeit	++	+	+
Interner Teiletransport	+	++	○
Beladbarkeit	○	++	+
Kleine Teile	○	++	○
Große Teile	+	++	○
Lange Teile	++	+	○
Schwere Teile	+	++	○
Platzbedarf	++	+	○

**Tabelle 1: Anlagentypen und deren Bewertung (++ = sehr gut, + = gut, <sup>10</sup>**

#### 2.1.2.5. Besonderheiten bei nichtrostenden Stählen

Nichtrostende Chromstähle erhalten ihren Korrosionsschutz aus dem vorhandenen Chrom im Gefüge. Sind ausreichend freie Chromatome im Gefüge vorhanden, bilden diese an der Oberfläche eine schützende Chromoxidschicht. Zur Nitrierung dieser Art von Stählen, benötigt es spezielle Prozesse.

Das erste Problem stellt die Chromoxidschicht dar. Die schützende Schicht muss vor dem Nitrieren durch Sputtern entfernt werden, da die Diffusion des Stickstoffes ansonsten nicht ausreichend möglich ist. Dies resultiert in einem frühen Beginn des Sputterns. Außerdem ist ein erneutes Bilden einer Oxidschicht zu vermeiden, weshalb die Anlagendichtigkeit einen besonderen Stellenwert einnimmt, damit kein Sauerstoff aus der Umgebungsluft in den Rezipienten gelangt. Außerdem sind sehr lange Plasmapulse bis hin zu einem DC-Plasma von Vorteil, da während eines Pulses keine Oxidschicht entstehen kann.

Eine weitere essentielle Bedingung für ein zufriedenstellendes Nitrierergebnis ist die

<sup>10</sup> Vgl. Liedtke, 2007.

Temperatur. Um die schützende Wirkung des Chromes zu erhalten, muss auch nach dem Nitrieren ausreichend freies Chrom vorhanden sein. Ab einer Temperatur von 400 °C beginnt das Chrom mit dem eindiffundierenden Stickstoff Chromnitride zu bilden. Dies führt zwar zu hohen Härten, jedoch sind diese Chromatome nicht mehr in der Lage eine Oxidschicht zu bilden und der Korrosionsschutz des Stahles ist nicht mehr gegeben. Aus diesem Grund muss die Temperatur der Charge während des Prozesses unter den 400 °C gehalten werden und eine gleichförmige Temperaturverteilung ist besonders wichtig für ein zufriedenstellendes Ergebnis.

### 3. Ausgangslage

#### 3.1. Bestehende Anlage

Die Basis für diese Arbeit ist eine Plasmanitrieranlage Everest 70x120 Single der Firma Rübzig.

Bei dieser Anlage handelt es sich um eine Warmwandanlage, ausgeführt als Haubenvariante. Der Rezipient ist in drei getrennt regelbare Heiz- und Kühlzonen aufgeteilt. Die Beheizung der einzelnen Zonen erfolgt durch elektrische Widerstandsheizungen, die rund um den Rezipienten angeordnet sind. Die Kühlung wird durch Ventilatoren ermöglicht, welche Umgebungsluft durch einen Luftspalt rund um den Rezipienten blasen und somit die einzelnen Bereiche abkühlen.

Ein Nachteil des derzeitigen Temperierkonzeptes ist die nicht sinnvoll mögliche Abwärmenutzung. Wie Simulationen der Firma Rübzig gezeigt haben, besitzt die Umgebungsluft bei Verlassen des Kühlspaltes eine Temperatur zwischen 70 und 100 °C. Eine näherungsweise Berechnung der Ablufttemperatur befindet sich in Kapitel 5. Die geringe Temperatur stellt ein Problem bei der Abwärmenutzung dar (weiterführende Erklärungen siehe Kapitel 4.4). Eine mögliche Nutzung ist bei diesen Temperaturen das Aufwärmen von Wasser zum Beheizen von Räumlichkeiten, was jedoch im Allgemeinen nicht zielführend ist. Eine Anhebung des Temperaturniveaus ist mit dem jetzigen Konzept nicht möglich, da Umgebungsluft angesaugt wird und diese eine nicht beeinflussbare Temperatur aufweist. Darüber hinaus ist in einem solchen Fall die übertragbare Wärmemenge zu gering, um die Anlage ausreichend kühlen zu können.

#### 3.2. Randbedingungen

Bei der neukonzeptionierten Anlage soll ein neues System zur Temperierung der Charge entwickelt werden. Als Randbedingungen sind folgende Vorgaben einzuhalten:

- Das System sollte möglichst einfach sein. Gewünscht ist ein gemeinsames System zur Heizung und Kühlung.
- Das äußere Erscheinungsbild der Anlage sollte schlichter und optisch ansprechender werden.
- Die Effizienz der Anlage soll steigen.
- Die Anlage soll die Abwärmenutzung aus dem Prozess ermöglichen beziehungsweise verbessern.
- Die derzeit vorhandenen drei getrennt regelbaren Heiz- und Kühlzonen müssen mindestens beibehalten werden.
- Es sollen möglichst viele Komponenten der vorhandenen Anlage verwendet werden.
- Das Prinzip des Haubenofens soll beibehalten werden.
- Die Gesamtabmessungen der Anlage sollten nicht größer werden. Besonders die derzeitige Anlagenhöhe darf nicht überschritten werden. Der benötigte Aufstellplatz in der Halle soll möglichst gleich bleiben.
- Die Heizleistung soll mindestens dem momentanen Wert der bestehenden Anlage entsprechen
- Die Chargentemperatur übersteigt nicht den Wert von 400 °C.

## 4. Temperierkonzept

Das Hauptaugenmerk für die neue Temperierung liegt auf der Auswahl eines geeigneten Wärmeträgers zur Umsetzung der bereits erwähnten Vorgaben und der anschließenden Erarbeitung eines Konzeptes.

### 4.1. Wärmeträger

Die Aufgabe eines Wärmeträgers ist es, Wärmeenergie, die zum Beispiel durch die Umwandlung aus einer anderen Energiequelle entsteht, aufzunehmen und diese Energie an einer anderen Stelle wieder abzugeben. Dabei kann auch eine zeitliche Speicherung erfolgen, bis die Energie wieder benötigt wird. Bei der Aufnahme der Wärme kommt es im Wärmeträger zu einer Temperaturerhöhung und bei manchen Wärmeträgern kann die Wärmezufuhr auch zu einem Phasenübergang führen, wie zum Beispiel beim Verdampfen von Wasser zu Wasserdampf. Die aufzunehmende Energie kann aus vielen verschiedenen Quellen stammen, wie zum Beispiel einer Verbrennung, einer solarthermischen Anlage, einem elektrischen Heizer oder auch der Abwärme aus einem anderen Prozess.

#### 4.1.1. Allgemeine Eigenschaften

Für die unterschiedlichen Wärmeträger gibt es einige wichtige physikalische Eigenschaften und Größen, welche im Folgenden erläutert werden:

- **Viskosität:** Ist eine Eigenschaft von Flüssigkeiten und beschreibt ihren Widerstand gegen Schubspannungen. Es wird zwischen der dynamischen Viskosität  $\mu$  und der kinematischen Viskosität  $\nu$  unterschieden. Die kinematische Viskosität kann aus der dynamischen durch Division durch die Dichte berechnet werden.<sup>11</sup>  
Die Viskosität hat einen großen Einfluss auf die Strömung, da sie in der Definition der Reynoldszahl enthalten ist und somit mitentscheidend ist, ob eine Strömung turbulent oder laminar ist.
- **Dichte:** Ist die Masse eines Stoffes bezogen auf das Volumen. Sie ist bei der Wärmeübertragung insbesondere entscheidend, wenn es darum geht, in einem definierten Volumen oder Volumenstrom möglichst viel Energie zu speichern.
- **Dampfdruck:** Ist eine stoffspezifische und temperaturabhängige Größe. Der Dampfdruck ist jener Druck, der sich in einem geschlossenen Gefäß einstellt, in dem ein Stoff in seiner flüssigen und gasförmigen Phase bei konstanter Temperatur existiert.<sup>12</sup>  
Wird der Dampfdruck eines Stoffes unterschritten, so beginnt dieser zu Verdampfen.
- **Temperaturstabilität:** Die Temperaturstabilität ist besonders für Wärmeträger von essentieller Bedeutung. Grundsätzlich wird für die meisten Stoffe eine maximale Betriebstemperatur angegeben. Abhängig von der tatsächlichen Betriebstemperatur laufen Zersetzungs Vorgänge schneller oder langsamer ab und somit wird auch die Lebensdauer beeinflusst. Ein weiterer Aspekt bezüglich der Temperatur ist der Flammpunkt. Ab dieser Temperatur entstehen über einem Stoff brennbare Gase. Diese können sich in weiterer Folge bei Vorhandensein von Sauerstoff und einer Zündquelle entzünden.
- **Spezifische Wärmekapazität:** Ist die Menge an Energie, die benötigt wird um ein Kilogramm eines Stoffes um 1 °C zu erwärmen. Für einen Wärmeträger sollte dieser Wert möglichst groß sein, um eine gewünschte Energiemenge in möglichst wenig Masse des Wärmeträgers speichern zu können. Außerdem kann bei einer hohen spezifischen Wärmekapazität mehr Energie aufgenommen werden, ohne dass sich die Temperatur stark ändert. Somit ergibt sich ein homogeneres Temperaturprofil im gesamten System.

<sup>11</sup> Vgl. Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg, 2019

<sup>12</sup> Vgl. Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg, 2019

- Wärmeleitfähigkeit: Ist eine Materialeigenschaft und beschreibt die durch Wärmeleitung im Medium übertragene Wärme pro Zeiteinheit durch ein Flächenelement infolge eines Temperaturgefälles.<sup>13</sup>  
Diese Größe ist für den Wärmeübergang von einem Wärmeträger auf ein anderes System sehr wichtig.
- Prandtl Zahl: Die Prandtl Zahl ist das Verhältnis der kinematischen Viskosität eines Fluids zu seiner Temperaturleitfähigkeit. Diese Kennzahl hat einen großen Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang.<sup>14</sup>

Tabelle 2 vergleicht die wichtigsten Eigenschaften unterschiedlicher ausgewählter Wärmeträger. Bei den beiden Fragoltherm Produkten handelt es sich um Thermoöle der Firma Fragol.

	Fragoltherm 660	Fragoltherm DPO	Salzschmelzen	Wasser
Erstarrungstemperatur/Pourpoint [°C]	-24	12	140	0
Maximale Betriebstemperatur [°C]	355	400	620	---
spez Wärmekapazität bei 50° [kJ/kg*K]	1,663	1,633	fest	4,18
spez Wärmekapazität bei 200° [kJ/kg*K]	2,2	2,048	1,425	4,494
Wärmeleitfähigkeit bei 50°	1,663	0,133	fest	0,64
Wärmeleitfähigkeit bei 200°	0,105	0,114	0,5	0,66
Dichte bei 50° [kg/m <sup>3</sup> ]	988	1040	fest	988,05
Dichte bei 200° [kg/m <sup>3</sup> ]	882	913	1935	864
Dampfdruck bei 50° [bar]	---		---	0,1235
Dampfdruck bei 200° [bar]	0,0254	0,24	---	15,547
Prandtl Zahl bei 50°	244,72	60	fest	3,566
Prandtl Zahl bei 200°	17,31	336,5	33,2	0,9164
kinematische Viskosität bei 50° [mm <sup>2</sup> /s]	17,65	2,03	fest	0,5531
kinematische Viskosität bei 200° [mm <sup>2</sup> /s]	0,94	0,43	6,02	15,67

Tabelle 2: Übersicht über die wichtigsten Eigenschaften unterschiedlicher Wärmeträger<sup>15 16</sup>

#### 4.1.2. Thermoöle

Thermoöle sind flüssige Wärmeträger, die in der Industrie bereits sehr häufig eingesetzt werden. Es wird prinzipiell zwischen Thermoölen auf Mineralölbasis und Silikonbasis unterschieden. Thermoöle auf Mineralölbasis sind preislich günstiger, besitzen jedoch eine geringere thermische Stabilität und somit auch Lebensdauer als Thermoöle auf Silikonbasis. Tabelle 3 zeigt einen Überblick über die drei für unsere Anwendung betrachteten Thermoöle der Firma Fragol. Andere Anbieter wie Eastmann (Therminol Öle) oder DOW bieten beinahe idente Produkte an und sind deshalb hier nur kurz erwähnt. Eine gute Übersicht über Thermoöle mit den wichtigsten Kenndaten findet sich im VDI Wärmeatlas. Das Problem der fehlenden Vielfalt in den Produkten liegt daran, dass der gewünschte Betriebsbereich schon die obere Grenze der physikalischen Machbarkeit darstellt.

<sup>13</sup> Vgl. Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg, 2019

<sup>14</sup> Verein Deutscher Ingenieure, 2013, S. 22

<sup>15</sup> Verein Deutscher Ingenieure, 2013

<sup>16</sup> Fragol AG, 2018; Fragol AG, 2018

	Fragoltherm DPO	Fragoltherm X-75A	Fragoltherm 660
<b>Mindesttemperatur [°C]</b>	12	-40	0
<b>Maximaltemperatur [°C]</b>	400	400	355
<b>Dampfdruck bei Maximaltemperatur [bar]</b>	10,9	13,7	~0,95
<b>Siedebeginn bei 1013 mbar [°C]</b>	257	~205	360
<b>Basis</b>	mineralisch	Silikon	mineralisch
<b>Lebensdauer bei Maximaltemperatur</b>	~3 Jahre	~10 Jahre	~3 Jahre
<b>Preisfaktor (Basis Fragoltherm DPO)</b>	1	6-7	1

**Tabelle 3: Ausgewählte Eigenschaften der betrachteten Thermoöle der Firma Fragol <sup>17</sup>**

Aus dieser Übersicht ist ein Nachteil der Thermoöle erkennbar. Für die Verwendung als flüssigen Wärmeträger bis 400 °C ist bereits ein Systemdruck von über 10 bar nötig, da das Öl ansonsten zu Sieden beginnt. Dadurch ergeben sich höhere Anforderungen an alle Komponenten, um eine ausreichende Sicherheit gewährleisten zu können. Durch die steigenden Anforderungen werden die Komponenten teurer und das Angebot am Markt sinkt. Bei einem Besuch derACHEMA Messe in Frankfurt wurde von allen Anlagen- und Komponentenherstellern diese Erkenntnis erneut bestätigt. In der Praxis wird ferner davon abgeraten, ein System für 400 °C zu bauen, wenn dies nicht unbedingt notwendig ist. Pumpen für 400 °C kosten beispielsweise das Doppelte, wie eine Pumpe für 350 °C da hierfür ein anderes Dichtungskonzept nötig ist. Dieser Kostenunterschied ist auch bei vielen anderen Komponenten, wie zum Beispiel Mischventilen, erkennbar. Für die Verwendung in flüssiger Phase bei atmosphärischem Druck beträgt die höchste zulässige Vorlauftemperatur eines Thermoöles 355 °C. Das passende Produkt hierfür ist das Fragoltherm 660. Zwischen dem Produkt X-75A, welches ein Öl auf Silikonbasis ist, und den beiden mineralischen Ölen kann ein deutlicher Preisunterschied festgestellt werden.

Die angegebene Lebensdauer bezieht sich auf die dauerhafte Verwendung bei Maximaltemperatur. Bei niedrigerer Temperatur erhöht sich die Lebensdauer. Ein grober Richtwert für die Lebensdauer in Abhängigkeit von der Temperatur besagt, dass sich die Lebensdauer bei 10 °C geringerer Temperatur verdoppelt, beziehungsweise bei 10 °C mehr halbiert.

#### **4.1.3. Salzschnmelzen**

Die Informationen zum Thema Salzschnmelzen stammen aus Telefonaten mit Herrn Günter Doppelbauer von der Firma Yara.

Salzschnmelzen sind eutektische Mischungen mehrerer Salze, meist auf Stickstoffbasis, welche sich gut für die Verwendung als Wärmeträger eignen. Ihre Anwendungstemperaturen

<sup>17</sup> Fragol AG, 2018; Fragol AG, 2018; Fragol AG, 2018

liegen im Bereich von 130 °C bis 565 °C<sup>18</sup>. Der derzeit häufigste Anwendungsbereich liegt bei solarthermischen Kraftwerken, wo Salzschnmelzen sowohl als Wärmeträger als auch als thermische Speicher genutzt werden. Die Anlagen, in welchen Salzschnmelzen verwendet werden, sind in ihrem Aufbau nicht nur wegen der hohen Temperatur komplex. Da die Schnmelzen bei Kontakt mit organischen Materialien diese zersetzen und der Kontakt mit CO<sub>2</sub> zur Bildung von Carbonaten in den Salzen führt, müssen besondere Materialien verwendet und auch zusätzliche Komponenten verbaut werden. In einem Ausdehnungsraum muss somit eine Schutzgasüberlagerung installiert werden, oder spezielle CO<sub>2</sub>-Absorber eingesetzt werden. Preislich liegt die Salzschnmelze laut Auskunft der Firma YARA bei rund € 1 000 pro 1 000 kg und ist somit um vieles günstiger als Thermoöle. Diese Aussage wurde jedoch leider von keinem anderen Hersteller oder Anlagenentwickler bestätigt, teilweise wurde sogar genau das Gegenteil behauptet, dass Salzschnmelzen wesentlich teurer sind als Thermoöle. Worin diese unterschiedlichen Aussagen begründet liegen konnte leider nicht festgestellt werden. Die hohe Maximaltemperatur ist der größte Vorteil gegenüber den meisten anderen Wärmeträgern.

Ein enormer Nachteil ist jedoch die Erstarrungstemperatur bei ca. 130 °C. Dieser Nachteil ist auch gleichzeitig der Grund, warum Salzschnmelzen für die gegenständliche Anlage nicht geeignet sind. Zur Wiederaufschmelzung nach Erstarren des Salzes wurden auch herstellerabhängig unterschiedliche Aussagen getätigt. Die Salzschnmelzen von Dynalene dürfen laut Mitarbeitern nicht erstarren, da ein Aufschmelzen nicht mehr möglich ist. Bei dem Produkt von YARA stellt das Wiederaufschmelzen gar kein Problem dar und ist beliebig oft möglich. Dennoch ist ein Erstarren des Wärmeträgers für die Anlage ein großes Problem. Im Falle eines längeren Stillstandes muss die Anlage vollkommen entleert werden, damit es zu keinem Einfrieren der durchströmten Komponenten kommt. Diese Entleerung ist mit enorm hohen Kosten und Aufwand verbunden. Alternativ wäre es möglich über eine elektrische Begleitheizung den Wärmeträger auf Temperatur zu halten oder diesen nach dem Einfrieren wieder aufzuschmelzen. Dies widerspricht aber dem Teilziel der Arbeit der Effizienzsteigerung, erhöht die Komplexität der Anlage und führt somit zu einer Kostensteigerung. Außerdem kann es im Zuge der Erwärmung der festen Salzschnmelze aufgrund der Ausdehnung zu mechanischen Beschädigungen kommen.

Ein ähnliches Problem ergibt sich beim Anfahren der Anlage, wenn die Rohrleitungen leer sind und sich die heiße Salzschnmelze in einem Tank befindet. Bei kalten Rohrleitungen muss sichergestellt werden, dass die Salzschnmelze beim ersten Durchlauf nicht erstarren. Dies ist bei der behandelten Anlagengröße ersten rechnerischen Abschätzungen zufolge noch möglich, jedoch verbunden mit einem verbleibenden Risiko des Erstarrens bei geringen Raumtemperaturen oder Störung der Strömung. Für größere Anlagen, welche in Zukunft basierend auf dieser Masterarbeit gebaut werden sollen, ist ein Anlauf bei Raumtemperatur jedoch definitiv nicht mehr möglich ohne zusätzliche Beheizung, deren Nachteile bereits erwähnt wurden.

Dem zusätzlichen Nutzen, der aus den höheren möglichen Temperaturen hervorgeht, steht also eine verhältnismäßig viel zu aufwändige Anlage gegenüber, welche trotzdem noch ein hohes Risikopotential durch das mögliche Erstarren beinhaltet.

#### 4.1.4. Ionische Flüssigkeiten

Ionische Flüssigkeiten bestehen aus Anionen und Kationen, welche abhängig von den gewünschten Eigenschaften funktionalisiert und anschließend kombiniert werden können. Dabei sind sie auch ohne Wasser oder andere Lösungsmittel in einem weiten Temperaturbereich, und vor allem im Vergleich zu Salzschnmelzen schon bei Raumtemperatur, flüssig. Ionische Flüssigkeiten sind außerdem nicht brennbar, ungiftig, nicht verdampfend und haben sehr gute Schmier- und Hydraulikeigenschaften.<sup>19</sup>

<sup>18</sup> Dynalene Inc. , 2018 Onlinequelle [30.10.2018]

<sup>19</sup>Vgl. proionic GmbH Onlinequelle [30.10.2018]

Diese Eigenschaften würden eine ionische Flüssigkeit als perfekten Wärmeträger definieren. In einem Telefonat mit Dr. Damm von der Firma Proionic (<https://www.proionic.com>) wurde mir jedoch erklärt, dass die momentan höchste Temperaturstabilität ionischer Flüssigkeiten bei 300 °C liegt. Dieses Produkt befindet sich jedoch im Moment noch in Entwicklung und ist somit noch nicht zu erwerben. Es bestünde auch die Möglichkeit ein Forschungsprojekt in Auftrag zu geben um ein evtl. passendes Produkt zu finden, dies würde jedoch den finanziellen Rahmen sprengen, auch wenn dadurch ein perfekter Wärmeträger gefunden werden könnte.

Die Firma IoLiTec (<https://iolitec.de/>) verfügt über ein Produkt, dass laut technischer Beratung möglicherweise eine Dauerstabilität bei 400 °C aufweist. Jedoch wurde dies noch nie überprüft und würde somit eine sehr große Unsicherheit für das gesamte Projekt darstellen.

Neben den bereits erwähnten Nachteilen mit den noch etwas zu niedrigen Einsatztemperaturen stellt der Preis das größte Problem und auch gleichzeitig das entscheidende Ausschlusskriterium dar. Ohne auf genauere Produkte eingegangen zu sein, wurden mir von den beiden genannten Unternehmen Preise zwischen 150 und 500 €/kg genannt. Im Vergleich zu den Thermoölen sind diese somit mindestens um den Faktor 20 teurer, weshalb die wirtschaftliche Verwendung von ionischen Flüssigkeiten für die gegenständliche Anlage im Moment nicht möglich ist. Da sich die Produktion der ionischen Flüssigkeiten laufend weiterentwickelt und somit auch die Herstellungskosten sinken, ist es ratsam, diese als potentiellen zukünftigen Wärmeträger anzusehen, da sie die am besten geeigneten physikalischen Eigenschaften besitzen.

#### 4.1.5. Wasser

Wasser ist einer der am weitesten verbreiteten Wärmeträger. Es findet sehr häufig Anwendung beim Kühlen und Heizen in industriellen Prozessen. Eine typische, im Alltag geläufige Anwendung von Wasser als Wärmeträger, ist die Heizung eines Raumes mit einem Heizkörper, einer Fußbodenheizung oder ähnlichem.

Wasser besitzt eine Siedetemperatur bei Atmosphärendruck von etwa 100 °C. Dies ist für die meisten Anwendungen kein Problem, da das Wasser entweder in einem geschlossenen Kreislauf mit niedrigeren Temperaturen geführt wird, wie beim Beispiel der Raumheizung, oder es in einem offenen Kreislauf verwendet wird. Dabei wird zum Kühlen immer wieder frisches Wasser verwendet und nach dem Kühlprozess verlässt das erwärmte Wasser die Kühlanlage und wird als Abwasser abgeleitet. Dadurch kann das Wasser unter der Siedetemperatur gehalten werden, selbst wenn der zu kühlende Prozess eine wesentlich höhere Temperatur besitzt.

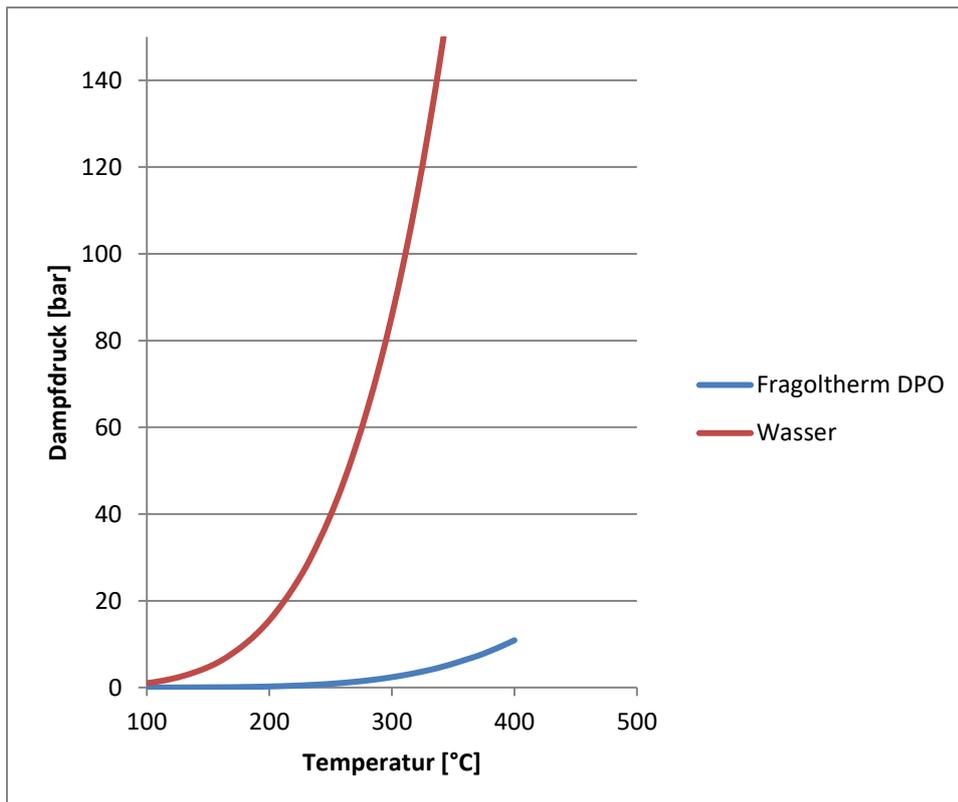
Für die in dieser Masterarbeit betrachtete Anlage würde eine Verwendung von Wasser in einem System mit erhöhtem Druck resultieren. Eine Verwendung von Wasser in flüssigem Zustand würde einen Systemdruck von 165 bar<sup>20</sup> voraussetzen. Auch bei einer Verwendung im dampfförmigen Zustand wäre der Druck in einem Bereich, in dem die Anforderungen an die gesamte Anlage zu hoch werden oder die Dichte zu gering.

Aus diesem Grunde wurde die Verwendung von Wasser als Wärmeträger ausgeschlossen.

Abbildung 4-1 zeigt den Verlauf des Dampfdruckes von Wasser im Vergleich zum Thermoöl Fragoltherm DPO.

---

<sup>20</sup> Verein Deutscher Ingenieure, 2013, S. 177 f



**Abbildung 4-1: Vergleich des Dampfdruckes von Wasser und Fragoltherm DPO** Quelle: eigene Darstellung <sup>21</sup>

#### 4.1.6. Luft

Luft wird häufig zur Kühlung oder zum Beheizen verwendet und nimmt als Bindeglied zwischen dem zu heizenden Bauteil und der Wärmequelle einen sehr wichtigen Stellenwert ein, vergleichbar mit dem Heizen in einem Heißluftbackrohr.

Die spezifische Wärmekapazität trockener Luft von etwa  $1 \text{ kJ}/(\text{kg K})$  <sup>22</sup> liegt zwar größenordnungsmäßig nicht weit unter den bereits erwähnten Wärmeträgern (vgl. Thermoöl ca.  $2 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ ), jedoch besitzt sie eine sehr geringe Dichte. Aus diesem Grund ist Luft für die Speicherung von Wärme nicht sonderlich gut geeignet.

Ein weiteres Problem ist der schlechtere Wärmeübergang zwischen einer zu temperierenden Oberfläche und Luft verglichen mit Flüssigkeiten bei ähnlichen Randbedingungen. Um dieselbe Energie wegzukühlen, ist somit eine höhere Temperaturdifferenz nötig. Dies führt zu einer geringeren Abwärmetemperatur und erschwert somit die Abwärmenutzung. Eine kurze Berechnung der derzeitigen Anlage ergibt eine Ablufttemperatur von etwa  $70$  bis  $100 \text{ °C}$ . Auf diesem Temperaturniveau kann die Abwärme nicht mehr vernünftig genutzt werden und ist somit mit dem Teilziel dieses Projektes, der Effizienzsteigerung mit Abwärmenutzung, nicht kompatibel.

#### 4.1.7. Gewählter Wärmeträger

Aus den hier verglichenen Wärmeträgern erweist sich das Thermoöl Fragoltherm 660 als am besten geeignet. Die Gründe für die Wahl dieses Wärmeträgers sind folgende:

- Der Preis ist in einem wirtschaftlich vertretbaren Bereich und verglichen mit den Thermoölen auf Silikonbasis und den ionischen Flüssigkeiten günstig.

<sup>21</sup> Fragol AG, 2018; Verein Deutscher Ingenieure, 2013

<sup>22</sup> Verein Deutscher Ingenieure, 2013, S. 197

- Fragoltherm 660 kann auch bei Raumtemperatur noch verwendet werden und es bestehen keine Probleme hinsichtlich des Erstarrens.
- Die höchstzulässige Vorlauftemperatur von 355 °C ist noch bei atmosphärischem Druck möglich. Da die maximale Chargentemperatur mit 400 °C begrenzt ist und Versuche bei dieser Temperatur zeigten, dass dabei die Wandtemperaturen unter 350 °C liegen, wurde entschieden, dass eine Anlage mit einer maximalen Wärmeträgertemperatur von 355 °C ausreichend ist. Beim Aufheizen stellt die geringe Höchsttemperatur ein Problem dar, da über die externe Beheizung die Charge nie auf die Prozesszieltemperatur erwärmt werden kann. Da aber bei den nichtrostenden Stählen sehr früh ein starkes Plasma zum Sputtern benötigt wird, kann über dieses die restliche Energiemenge zugeführt werden.

## 4.2. Wärmeübertragung

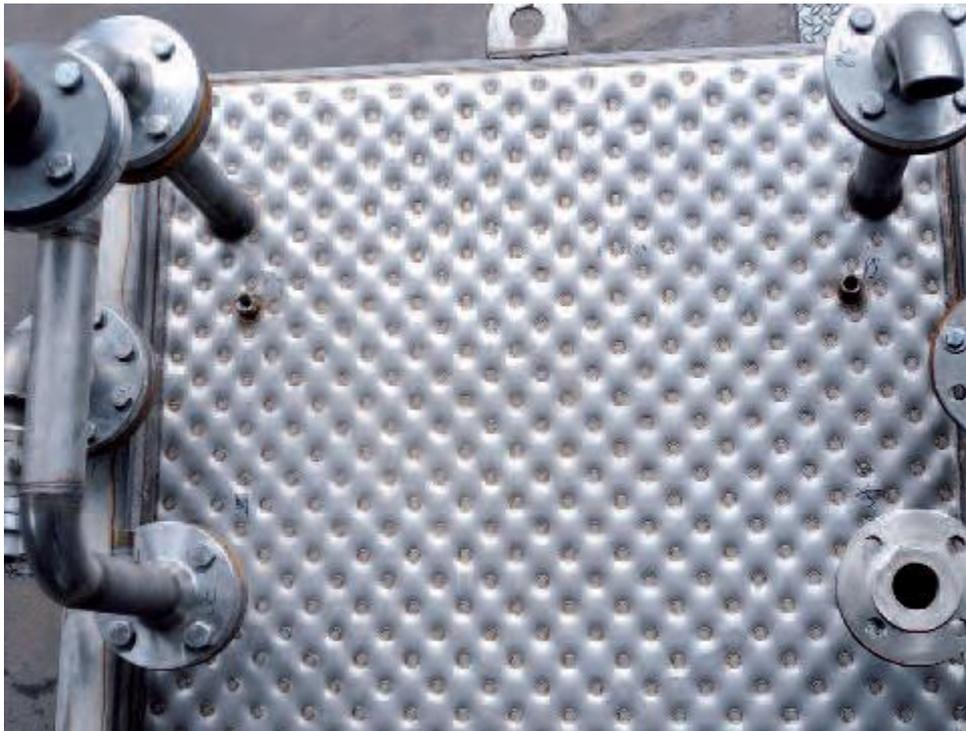
Die Wärmeübertragung zwischen der Charge und dem Rezipienten erfolgt bei gezündetem Plasma aufgrund des sehr geringen Druckes (>1 mbar) primär durch Wärmestrahlung. Zum reinen Aufheizen, bevor das Plasma zugeschaltet wird, kann auch eine Stickstoffatmosphäre im Rezipienten mit annähernd atmosphärischem Druck vorherrschen. In dieser Umgebung erfolgt zusätzlich zur Wärmestrahlung ein nicht vernachlässigbarer Anteil der Wärmeübertragung durch Konvektion. Da bei der Nitrierbehandlung von chromoxidbildenden Edelstählen jedoch früh Plasma zum Sputtern benötigt wird, kann die konvektive Temperaturübertragung nur für einen verhältnismäßig kurzen Zeitraum genutzt werden.

Unabhängig von der Atmosphäre im Rezipienten muss für die Wärmeübertragung zwischen Charge und Anlage die Oberfläche des Rezipienten temperiert werden. Für den Wärmeaustausch zwischen dem ausgewählten Wärmeträger und dem Rezipienten gibt es einige verschiedene konstruktive Möglichkeiten, welche im Folgenden erklärt und verglichen werden.

Allen Möglichkeiten gemein ist jedoch, dass sich der Wärmeübergang im Vergleich zum jetzigen System durch die Verwendung von Thermoöl wesentlich verbessert. Aufgrund der höheren Dichte kommt es bei gleicher Energieaufnahme zu wesentlich geringeren Temperaturunterschieden zwischen Vorlauf und Rücklauf als bei der Kühlung mit Luft. Dies resultiert in einer wesentlich gleichmäßigeren Temperaturverteilung und das Ergebnis des Prozesses fällt homogener aus.

### 4.2.1. Pillow-Plate System

Das Pillow-Plate System ist sehr ähnlich einem Doppelwandbehälter. Bei diesem System werden zwei Bleche aufeinander gelegt und anschließend mit einem Laser nach einem bestimmten Muster verschweißt. Ein Beispiel zeigt Abbildung 4-2.



**Abbildung 4-2: Beispiel eines Pillow-Plate Wärmeübertragers Quelle: LOB GmbH (2018), S. 51**

Anschließend werden die beiden Bleche gemeinsam umgeformt, um das gewünschte Produkt, wie zum Beispiel einen zylindrischen Druckbehälter, zu erhalten. Zuletzt wird der Raum zwischen den Blechen mit Druck beaufschlagt und dadurch das dünnere Blech aufgeweitet, sodass ein Hohlraum zwischen beiden Blechen entsteht in dem ein Fluid fließen kann. Mithilfe dieses Verfahrens können nicht nur einfache Flächen, wie zylindrische Außenwände, sondern auch kegelige Flächen oder Behälterböden erzeugt werden.

Dieses System bietet viele Vorteile gegenüber den alternativen Varianten:

- weniger Wärmeträgerumlauf, da geringes Volumen
- Besserer Wärmeübergang durch hohe Turbulenzen
- Automatisierte Schweißung und nur kleine Schweißnähte, wie bei den Anschlussstutzen von Hand notwendig

Durch gezielt platzierte Schweißnähte kann die Strömung umgelenkt werden. Dadurch kann eine Zwangsführung eingerichtet werden und es ist auch möglich, dass hierdurch Ecken vollständig durchströmt werden und die Strömung nach dem Einlauf gleichmäßig verteilt wird. Weiters ist dadurch eine Einteilung des Behälters in unterschiedliche Heiz- und Kühlzonen möglich, wie sie für die hier betrachtete Anlage benötigt werden.

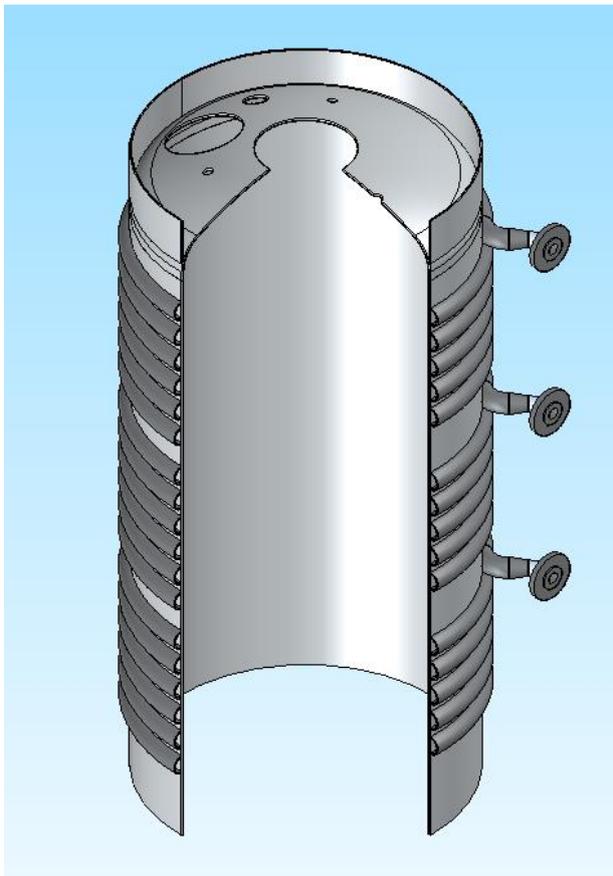
Der größte Nachteil dieses Systems liegt in den komplexen Strömungsvorgängen zwischen den Blechen. Im Vergleich zu anderen Varianten ist hier eine einfache Berechnung des Wärmeüberganges und des Druckverlustes mittels Fachliteratur nicht mehr möglich. Man ist hierbei vollkommen auf die Angaben und Erfahrungen des Herstellers angewiesen, oder es handelt sich um unkritische Prozesse bei denen unbekannte Größen ausgeregelt werden können oder den Prozess nicht maßgeblich beeinflussen.

Der erwähnte Vorteil der geringen Querschnittsfläche und die dadurch hohe Turbulenz und der gute Wärmeübergang kann in manchen Fällen auch einen großen Nachteil darstellen. Die Abstände zwischen den beiden Blechen sind, abhängig vom Hersteller und den Abmessungen, zwischen 1 und 4 mm. Der dadurch entstehende Strömungsquerschnitt ist dementsprechend klein und dadurch auch der mögliche Volumenstrom begrenzt. Bei sehr hohen Volumenströmen kommt es laut Angaben der Fa. LOB nicht nur zu hohen Druckverlusten, sondern es können auch Schwingungen im System entstehen. Bei der betrachteten Anlage ergeben sich große Vorteile bei der Auswahl des Durchlauferhitzers,

wenn man einen Durchfluss von mindestens  $9 \text{ m}^3/\text{h}$  realisiert. Dieser Volumenstrom würde aber zu den bereits erwähnten Schwingungen führen und deshalb sind die Pillow-Plates kein geeigneter Wärmeüberträger. Bei größeren Anlagen kann sich dieses Ausschlusskriterium schnell wieder ändern, da mit größeren Erhitzern gearbeitet werden kann, die einen geringeren Durchfluss benötigen. Für diesen Fall können die Pillow-Plates den am besten geeigneten Wärmeüberträger darstellen.

#### 4.2.2. Halbrohrschlangen

Bei Halbrohrschlangen werden Bleche zu offenen Halbrohren geformt, spiralförmig aufgerollt und anschließend auf den vorher fertiggestellten Behälter aufgeschweißt. Abbildung 4-3 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines solchen Systems im Schnitt. Im Vergleich zum Pillow-Plate System besitzen Halbrohrschlangen aufgrund der geringeren Turbulenz einen etwas schlechteren Wärmeübergang und eine kleinere Fläche an der eine Wärmeübertragung zwischen dem Fluid und dem Behälter stattfinden kann. Die Halbrohrschlangen werden zum größten Teil manuell geschweißt, weshalb diese Variante fertigungstechnisch mitunter kostenintensiv ist. Vereinzelt gibt es Unternehmen, die eine automatisierte Schweißung anbieten. Dadurch steigt die Qualität der Schweißnähte und die Kosten können etwas reduziert werden. Jedoch ist für die automatisierte Schweißung der Behälter der hier betrachteten Anlage laut Angaben der anbietenden Firmen zu klein. Dies würde bei größeren Anlagen mehr Vorteile bieten.



**Abbildung 4-3: Beispiel für an einen Behälter angebrachte Halbrohrschlangen Quelle: eigene Abbildung**

Ein großer Vorteil dieses Systems liegt in der einfachen Berechnung dieses Systems. Für die Halbrohre können die gängigen Berechnungsverfahren aus diverser Fachliteratur angewendet werden. Dadurch können die Strömung und der Wärmeübergang mit einfachen Mitteln beschrieben werden. Außerdem sind bei dieser Variante wesentlich höhere Volumenströme möglich, der einzige begrenzende Faktor hierbei ist der entstehende Druckverlust. Sie stellen einen vertretbaren Kompromiss aus Wärmeübergang, Wärmeübertragungsfläche,

Druckverlust und fertigungstechnischem Aufwand dar. Aus diesem Grund wurden die beschriebenen Halbroherschlangen für die zu projektierende Anlage ausgewählt.

#### 4.2.3. Vollrohrschlangen

Bei Vollrohrschlangen werden ganze Rohre verwendet und diese zu einer Wendel geformt. Dieses Verfahren wird sehr häufig bei Warmwasseranlagen verwendet, wie zum Beispiel bei der Beheizung eines Warmwasserboilers mithilfe einer solarthermischen Anlage. Die Rohre können an eine metallische Oberfläche angeschweißt sein oder diese nur berühren und somit einen Wärmeübergang ermöglichen. Alternativ kann die Wärme über ein Zwischenmedium, zum Beispiel Luft oder Wasser bzw. auch Strahlung übertragen werden.

Ein Nachteil dieser Variante für die vorliegende Anwendung ist der schlechte Wärmeübergang. Für das Beheizen der Behälterwand ist eine direkte Verbindung am besten. Diese würde jedoch einen ähnlich großen Schweißaufwand wie bei den Halbroherschlangen bedeuten. Bei ähnlich großem Schweißaufwand wäre jedoch die wärmeübertragende Fläche wesentlich geringer.

#### 4.2.4. Doppelwandbehälter

Beim Doppelwandbehälter befindet sich der Wärmeträger zwischen der Außen- und Innenwand eines Behälters. Dadurch ergibt sich ein ähnlicher Aufbau wie beim Pillow-Plate System. Im Vergleich dazu bietet dieses System aber einige Nachteile:

- Eine gezielte Lenkung des Wärmeträgers ist nur mit zusätzlichem Aufwand möglich. Dazu können Leitbleche spiralförmig am Umfang angebracht werden. Diese wirken gleichzeitig auch als Verstrebungen, um dem Druck im Doppelmantel standzuhalten. Stellen, an denen das Öl steht und nicht strömt, müssen unbedingt vermieden werden, da es dadurch zu einem nicht zulässigen Überhitzen des Wärmeträgers kommen kann.
- Bei drucküberlagerten Fluiden wirken aufgrund der großen Fläche große Kräfte auf das System, was eine dementsprechende festigkeitstechnische Auslegung nötig macht. Dafür können die bereits erwähnten Führungsbleche verwendet werden, jedoch muss der Behälter massiver ausgeführt werden und die dadurch vorhandene Masse resultiert in einem bezüglich der Temperaturführung trägeren Gesamtsystem.
- Der durchströmte Querschnitt ist aufgrund der nötigen Versteifung groß. Das führt zu geringen Strömungsgeschwindigkeiten und somit zu einem schlechteren Wärmeübergang bei gleichem Gesamtvolumenstrom. Würden die Kanäle in axialer Richtung derart schmal ausgeführt, dass die Geschwindigkeit wieder in einem akzeptablen Bereich liegt, wäre die Masse wieder sehr groß und der Schweißaufwand steigt.

Der größte Vorteil dieses Systems liegt in der sehr großen wärmeübertragenden Fläche zwischen Wärmeträger und Behälter. Außerdem können mit dieser Variante auch große Volumenströme realisiert werden.

### 4.3. Mögliche Varianten für den Aufbau

Vor dem Beginn der Konstruktion wurde eine Variantenstudie durchgeführt. Dabei sollten verschiedene mögliche Schemen erarbeitet und verglichen werden. Am Ende der Studie ergab sich die final umgesetzte Lösung.

#### 4.3.1. Komponenten

Die unterschiedlichen Varianten unterscheiden sich in der Anordnung und Verschaltung der einzelnen Komponenten. Die Komponenten selbst sind jedoch beinahe unabhängig und sollen im Folgenden in ihren Besonderheiten dargestellt werden. Allgemein auffallend ist, dass bei fast allen Lieferanten das Angebot von Komponenten mit einer Temperaturbeständigkeit bis 350 °C noch vergleichsweise groß ist. Ab 350 °C ist ein sprunghafter Anstieg der Preise zu erkennen und die Anzahl der möglichen Lieferanten sinkt ab. Diese Tatsache war ein wichtiges

Kriterium, warum die Anlage auf eine maximale Betriebstemperatur von 350 °C ausgelegt wurde.

#### 4.3.1.1. Pumpen

Für Thermalölanwendungen werden primär Kreiselpumpen eingesetzt. Das größte Problem bei den Pumpen ist die Abdichtung der Antriebswelle. Bei Anlagen bis zu einer maximalen Öltemperatur von 350 °C werden noch Pumpen mit einer Gleitringdichtung eingesetzt. Damit es aufgrund der hohen Temperaturen zu keinen Schäden am Gleitring kommt, besitzen die Pumpen eine Kühlstrecke zwischen dem Laufrad und der Dichtung. Dadurch wird sichergestellt, dass selbst bei 350 °C Öltemperatur im Laufrad, an der Dichtung maximal 80 °C auftreten. Aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten bei den Gleitringdichtungen bildet sich bei diesen Pumpen immer eine kleine Ölleckage.

Wenn die Temperaturen in Bereiche bis 400 °C steigen, werden häufig Pumpen mit einer magnetischen Kupplung eingesetzt. Dabei ist der ölberührte Bereich vollkommen abgetrennt und somit wird keine bewegte Dichtung benötigt. Diese Pumpen sind jedoch preislich in etwa doppelt so teuer.

#### 4.3.1.2. Dreiweeventile und Regelventile

Um zum Beispiel Öle mit unterschiedlichen Temperaturen zu mischen werden Dreiweeventile benötigt. Diese sind mit drei Anschlüssen und einem Mischkegel ausgestattet, der abhängig von der gewünschten Verteilung des Volumenstromes stufenlos geöffnet beziehungsweise geschlossen wird. Manche Hersteller unterscheiden auch zwischen Misch- und Verteilventilen, da für die beiden Verwendungen unterschiedliche Kegel eingesetzt werden. Für die Bewegung des Kegels werden meist elektrische oder pneumatische Stellantriebe verwendet. Diese Bauteile können den hohen Temperaturen des Wärmeträgers jedoch nicht standhalten und benötigen deshalb eine Kühlstrecke. Dadurch werden die Ventile sehr hoch. Der große Bauraumbedarf stellt für sehr kompakte Anlagen ein Problem dar. Der lange Hals zwischen Stellantrieb und Ventil muss aufgrund der hohen Temperaturen zusätzlich zur normalen Abdichtung mit einem metallischen Faltenbalg ausgestattet sein. Wird statt einem Dreiweeventil lediglich ein Regelventil zur Regelung des Durchflusses benötigt, kann ein Anschluss mit einem Blindflansch versehen werden. Der benötigte Bauraum bleibt dabei jedoch ident.

#### 4.3.1.3. Erhitzer

Bei Thermalölerhitzern ist es besonders wichtig, dass die maximale Filmtemperatur des Öles nicht überschritten wird. Diese liegt meist etwa 20 bis 30 °C über der maximal zulässigen Vorlauftemperatur. Um ein Überhitzen und somit ein Zersetzen des Öles zu vermeiden, ist es notwendig, dass das Öl kontinuierlich mit einer ausreichend hohen Geschwindigkeit strömt. Die auftretende maximale Filmtemperatur kann aus der Wandwärmestromdichte und der Wärmeübergangszahl berechnet werden.

Typische Erhitzer für Thermalölanlagen sind Öl- oder gasbetriebene Brenner. Diese werden bei größeren Leistungen eingesetzt, was jedoch bei uns nicht der Fall ist.

Für unsere Anlage wurden elektrische Durchlauferhitzer ausgewählt. Diese haben den Vorteil, dass keine zusätzlichen Medien wie zum Beispiel Erdöl oder Erdgas benötigt werden, welche zusätzliche Sicherheitsausrüstung erfordern. Außerdem ist die Regelung einfacher. Die Durchlauferhitzer bestehen prinzipiell aus einem Strömungsrohr mit einem eingeschraubten Flanschheizkörper.

Der entscheidende Punkt für die Dimensionierung ist die bereits erwähnte maximale Filmtemperatur. Dabei spielen die Größen Ölvolume beziehungsweise Massenstrom, Leistung pro Oberfläche der Heizkörper und die Gesamtabmessungen eine dominante Rolle. Bei großen Volumenströmen kann eine hohe Flächenleistung realisiert werden und somit ergibt sich ein kleinerer Erhitzer. Umgekehrt steigen bei gleichbleibender Gesamtleistung die Anzahl oder die Abmessungen der Erhitzer, wenn der Durchfluss geringer wird, da dadurch auch die Leistung pro Oberfläche geringer sein muss.

Die elektrischen Durchlauferhitzer können zusätzlich noch mit Sensorik zur Messung der Temperatur ausgestattet werden. Dabei kann auch die Oberflächentemperatur der Heizstäbe gemessen werden, welche direkt der Filmtemperatur des Öles entspricht. Diese Messung stellt zwar laut DIN4754 keine zulässige Sicherung gegen Überhitzen dar, ist aber besonders für die Prototypenphase eine interessante Messgröße.

Alternativ zu der Wärmezufuhr mithilfe von elektrischen Durchlauferhitzern können auch andere Wärmequellen wie zum Beispiel ein Ölbrenner oder die Abwärme aus anderen Prozessen verwendet werden. Deshalb ist diese Komponente in den Schemen als allgemeiner Wärmeüberträger dargestellt.

#### 4.3.1.4. Kühler

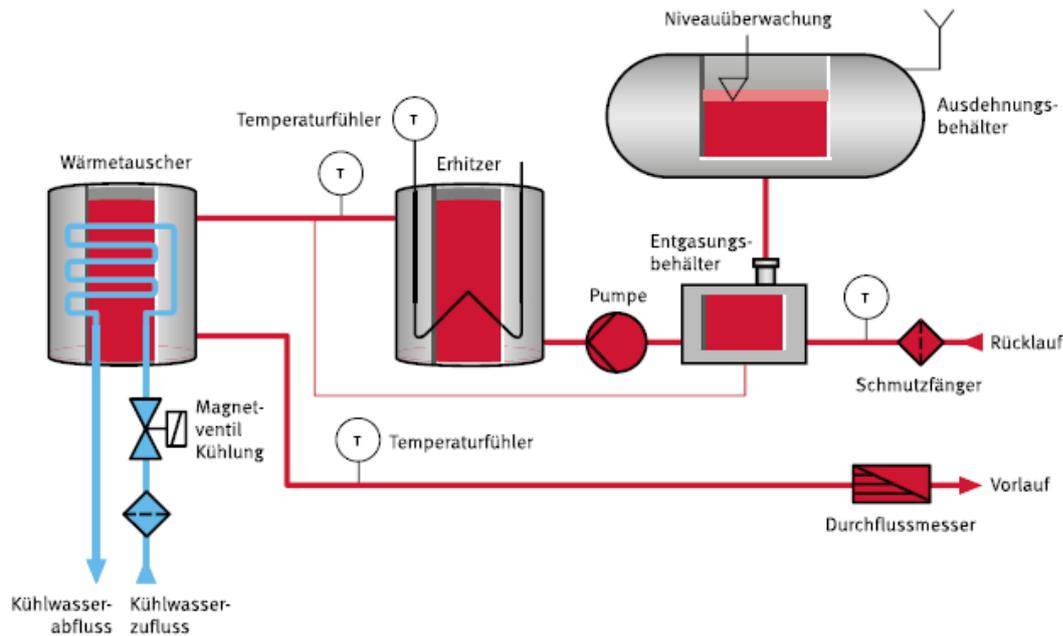
Um Energie aus dem Prozess abführen zu können, werden Ölkühler benötigt. Dabei gibt es prinzipiell die Möglichkeit eines Öl-Luft Wärmeüberträgers oder eines Wärmeüberträgers mit Öl und einem anderen Fluid, wie Öl oder Wasser. Die hohen Temperaturen verlangen eine Edelstahlausführung der Kühler, da die ansonsten standardmäßig verwendeten Aluminiumelemente bei den hohen Temperaturen nicht die benötigte Festigkeit aufweisen. Bei einer Kühlung mittels Wasser können durch die hohen Temperaturen des Wärmeträgers und die niedrige Siedetemperatur des Wassers Probleme entstehen, falls keine kontinuierliche Strömung im Wasser herrscht. Somit muss dauernd gekühlt werden, was natürlich der Vorgabe einer effizienten Anlage nicht entspricht. Diese Variante wird bei einigen Herstellern von Temperiergeräten dennoch realisiert. Außerdem muss der Wasserkreislauf geschlossen sein, oder ein Wärmeüberträger verwendet werden, der ein Mischen des Öles mit dem Wasser verhindert, zum Beispiel durch eine doppelwandige Ausführung. Die Regelung des Öl-Fluid Kühlers kann primär über den Durchfluss der beiden Medien, und somit über die Wärmeübertragungszahl, oder über die Vorlauftemperatur des Kühlmediums erfolgen. Die Kühlung mit einem Fluid bringt einen sehr großen Vorteil, wenn es um die Abwärmenutzung geht.

Bei der Verwendung eines Öl-Luft Kühlers besteht eine einfachere Regelbarkeit über die Drehzahl des Lüfters. Dabei besteht auch die Möglichkeit der Verwendung eines EC-Motors. Dieser benötigt nur einen Netzanschluss und kann über ein 0 – 10 V Signal vollvariabel geregelt werden. Die Temperatur des Kühlmediums, in diesem Fall die Umgebungsluft, kann dabei nicht beeinflusst werden. Die Abwärme wird in die Atmosphäre übertragen, was zu einem Aufheizen des Aufstellungsortes führt. Dies wird von vielen Kunden nicht gewünscht beziehungsweise manchmal sogar explizit verboten. In diesen Fällen besteht die Möglichkeit der gesammelten Abfuhr der Abluft über ein Rohrsystem nach außen.

#### 4.3.1.5. Temperiergeräte

Für die Temperierung von Thermalölen sind fertige Systeme am Markt verfügbar. Diese enthalten alle benötigten Komponenten und bieten als primäre Schnittstelle einen Vor- und einen Rücklauf für das Wärmeträgeröl. Zusätzlich gibt es meist noch Steuerungsschnittstellen und einen Anschluss für Kühlwasser. Diese Systeme sind meist sehr kompakt aufgebaut und bieten häufig die Möglichkeit einzelne Komponenten, wie zum Beispiel die Pumpe oder das Ausdehnungsgefäß, an die jeweiligen Anforderungen anzupassen. Jedoch stellt die Integration eines solchen Gerätes in die Anlage eine Herausforderung dar, besonders wenn man den Aspekt der Anlagenoptik berücksichtigt. Beim Platzieren neben der Nitrieranlage führt das zu einem erhöhten Platzbedarf in einer Produktionshalle, was laut den Randbedingungen vermieden werden sollte. Bei den wassergekühlten Varianten ist eine dauerhafte minimale Kühlung notwendig, was während des Aufheizvorgangs einem unnötigen Energieverlust entspricht. Ein weiterer Nachteil dieser fertigen Lösungen ist die Wartung, die durch einen Servicetechniker des entsprechenden Lieferanten erfolgen würde und somit einen zusätzlichen Aufwand für den Endkunden und eine wegfallende Einnahmequelle für den Anlagenbauer bedeutet.

Den prinzipiellen Aufbau eines solchen Temperiergerätes zeigt Abbildung 4-4.



**Abbildung 4-4: Vereinfachter Aufbau eines Temperiergerätes Quelle: SINGLE Temperiertechnik GmbH, Onlinequelle [23.10.2018]**

#### 4.3.2. Aufbauvarianten

Für die Variantenstudie wurden einige im Regelungsprinzip und im Aufbau unterschiedliche Konfigurationen untersucht. Zuerst werden die einzelnen Varianten kurz erläutert und anschließend verglichen. Die einzelnen Varianten und ihre Komponenten wurden dabei bewusst so allgemein wie möglich gehalten, um nicht durch das Schema unbewusst Lösungsmöglichkeiten auszuschließen.

Auf die Sensorik wird in den Fließschaubildern nicht eingegangen. Welche Sensorik prinzipiell benötigt wird, ist in Kapitel 3 erläutert und in Kapitel 4.3.6 befindet sich eine Übersicht über die Sensorik der einzelnen Varianten.

Die vier Wärmezufuhren durch das Plasma folgen aus den drei unterschiedlichen Zonen am Außenmantel und der Innenkühlung. Auf die Innenkühlung wird in Kapitel 7.1.7 noch genauer eingegangen.

Der Ausfall einer Pumpe wird in diesen Varianten nicht betrachtet, dieser wird bei der Sicherheitsbetrachtung analysiert.

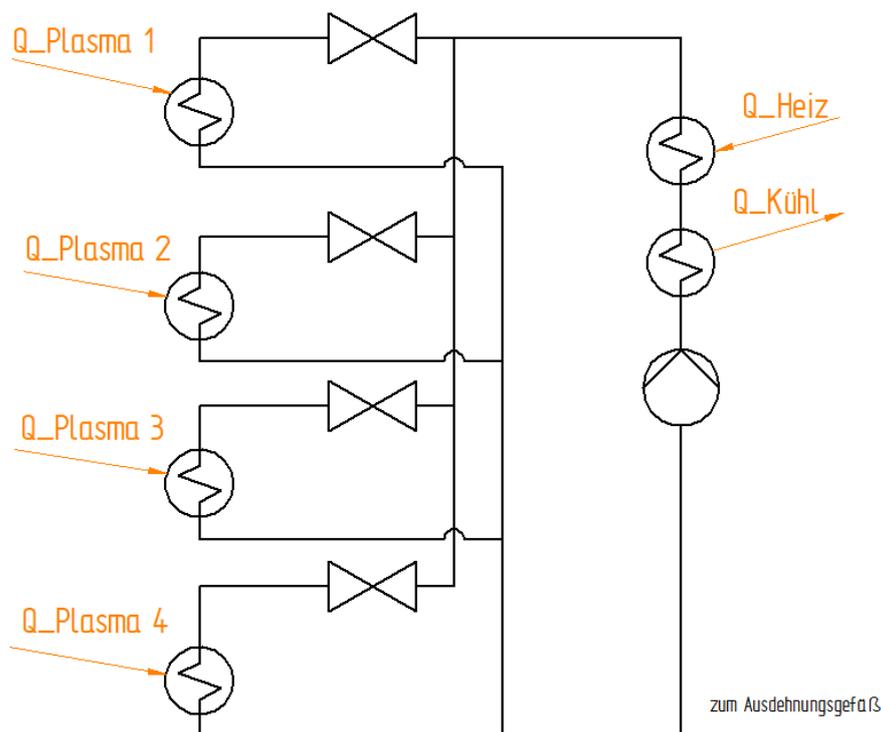
Das Ausdehnungsgefäß wird auch aus Übersichtlichkeitsgründen in den einzelnen Darstellungen weggelassen und wird in Kapitel 4.3.4 dargestellt und erläutert.

Tabelle 4 zeigt einen Überblick über die verwendeten Schaltbilder.

Schaltzeichen	Beschreibung
	Pumpe
	Wärmeübertrager allgemein
	Durchflussregelventil
	Druckregelventil
	Dreiwegenventil
	Sicherheitsventil
	Rückschlagventil

Tabelle 4: Übersicht der verwendeten Schaltzeichen

#### 4.3.2.1. Variante 1



**Abbildung 4-5: Variante 1 Quelle: eigene Abbildung**

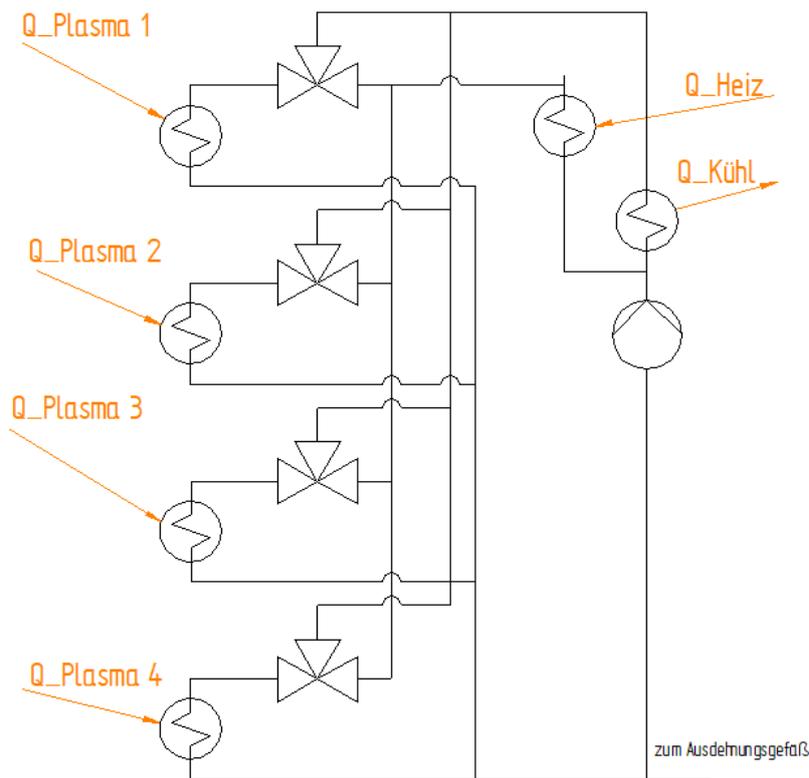
Variante 1 besteht aus einem großen gemeinsamen Ölkreislauf mit einem zentralen Erhitzer, einer einzelnen Pumpe, und einem Kühler. Die Regelung der einzelnen Zonen soll hierbei über unterschiedliche Volumenströme und dadurch unterschiedliche Wärmeübergangszahlen erfolgen.

Die Vorteile dieser Variante sind die geringe Anzahl der Komponenten und die Größe der Komponenten Heizer, Kühler und Pumpe. Eine große Komponente ist dabei günstiger als mehrere kleine mit gleicher Gesamtleistung.

Der größte Nachteil ist die Kopplung der vier Zonen über eine gemeinsame Vorlauftemperatur. Dadurch verliert man einen Freiheitsgrad in der Regelung der Chargentemperatur. Die mögliche Spreizung der einzelnen Zieltemperaturen ist beschränkt, da die gemeinsame Vorlauftemperatur kleiner als die kleinste Zonentemperatur sein muss und somit die heißeste Zone auch bei kleinen Massenströmen möglicherweise zu kalt werden würde. Bei geringen Temperaturunterschieden zwischen den einzelnen Zonen stellt diese Variante eine sehr platz- und kosteneffiziente Möglichkeit dar. Die ähnlichen Zonentemperaturen sind jedoch im Allgemeinen nicht gegeben.

Ein weiterer Nachteil dieser Variante ist die mögliche Überhitzung des Öles, falls ein Ventil fehlerhaft arbeitet und zum Beispiel den Durchfluss vollkommen verriegelt.

#### 4.3.2.2. Variante 2

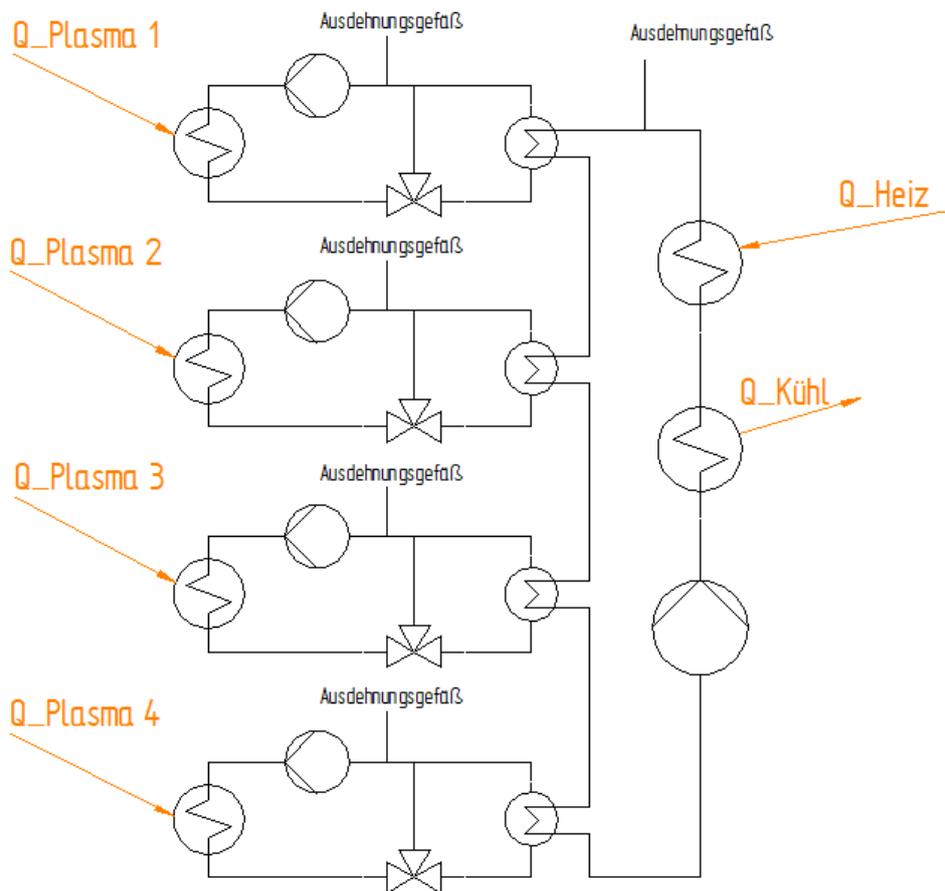


**Abbildung 4-6: Variante 2 Quelle: eigene Abbildung**

Bei Variante 2 gibt es eine heiße und eine kalte Vorlaufleitung. Aus diesen wird für die einzelnen Zonen mithilfe eines Mischventils jeweils eine benötigte Temperatur eingestellt. Anschließend wird das Öl in einer gemeinsamen Rücklaufleitung gesammelt und über eine gemeinsame Pumpe wieder gefördert. Bei dieser Variante sind in den unterschiedlichen Zonen alle beliebigen Temperaturen einstellbar. Ein Vorteil dieser Variante ist wieder die geringe Anzahl der Komponenten, die benötigt werden. Bei der ersten Berechnung der Massen- und Energieströme zeigt sich der Nachteil dieser Konfiguration. Aufgrund der möglichen unterschiedlichen Temperaturen ergibt sich die benötigte Vorlauftemperatur der heißen und der kalten Versorgungsleitung entsprechend der heißesten und der kältesten Zone. Bei der Zusammenführung in der gemeinsamen Rückleitung stellt sich eine Mischtemperatur ein, die sich abhängig von den Wärmeleistungen und den Temperaturen ergibt. Beim weiteren Zirkulieren muss ein Teil des gemeinsamen Rücklaufes wieder auf die Temperatur des heißen Vorlaufes aufgeheizt und ein Teil auf die Temperatur des kalten Vorlaufes abgekühlt werden. Dadurch ergibt sich selbst bei reiner Kühlanforderung aller vier Zonen ein Zustand, in dem das Öl trotzdem noch extern beheizt werden muss. Somit wird insgesamt Energie zugeführt, die anschließend wieder weggekühlt werden muss. Der entstehende Energiebedarf ist wesentlich höher, als die theoretisch benötigte Energie, da im Falle der reinen Kühlung bei anderen Varianten die elektrische Beheizung vollkommen abgeschaltet werden kann.

Eine beispielhafte Berechnung für einen solchen Fall ist in Kapitel 5 zu finden.

#### 4.3.2.3. Variante 3



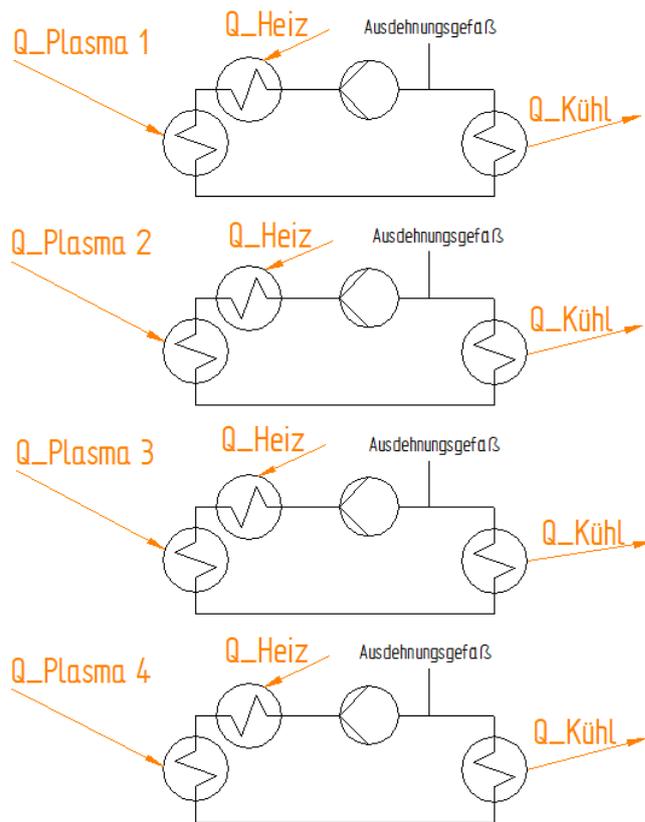
**Abbildung 4-7: Variante 3 Quelle: eigene Abbildung**

Diese Variante besteht aus einem großen zentralen Ölkreislauf, der über vier Wärmeüberträger mit den einzelnen Kreisläufen verbunden ist. Der Durchfluss durch diese Wärmeüberträger kann sekundärseitig über ein Dreiwegenventil geregelt werden und somit wird nur die tatsächlich benötigte Wärmemenge übertragen. Der Primärkreis befindet sich während des Aufheizens auf einem hohen Temperaturniveau, während dem Kühlen auf einem Kalten.

Da die vier einzelnen Zonen einen geschlossenen Kreislauf darstellen, werden hier zusätzlich zu einer großen primärseitigen Pumpe auch noch vier Pumpen für die einzelnen Zonen benötigt. Die vier Zonen sind dabei über die Temperatur des Primärkreises gekoppelt, was bedeutet, dass dieser die Temperatur des kältesten Sekundärkreises beim Kühlen oder die des heißesten beim Aufheizen aufweisen muss. Das Kühlen einer Zone bei gleichzeitigem Aufheizen einer anderen ist dadurch nicht möglich. Um das unabhängige Kühlen und Heizen zu ermöglichen, wäre es notwendig entweder die Heizung oder die Kühlung als kleine Version mit einer eigenständigen Komponente für alle vier Kreise zu realisieren. Eine ähnliche Konfiguration existiert als Variante 5.

Ein weiterer Nachteil dieser Konfiguration ist die große Anzahl an Komponenten und der damit verbundene Platzbedarf. Außerdem muss jeder Kreislauf mit dem Ausdehnungsgefäß verbunden werden.

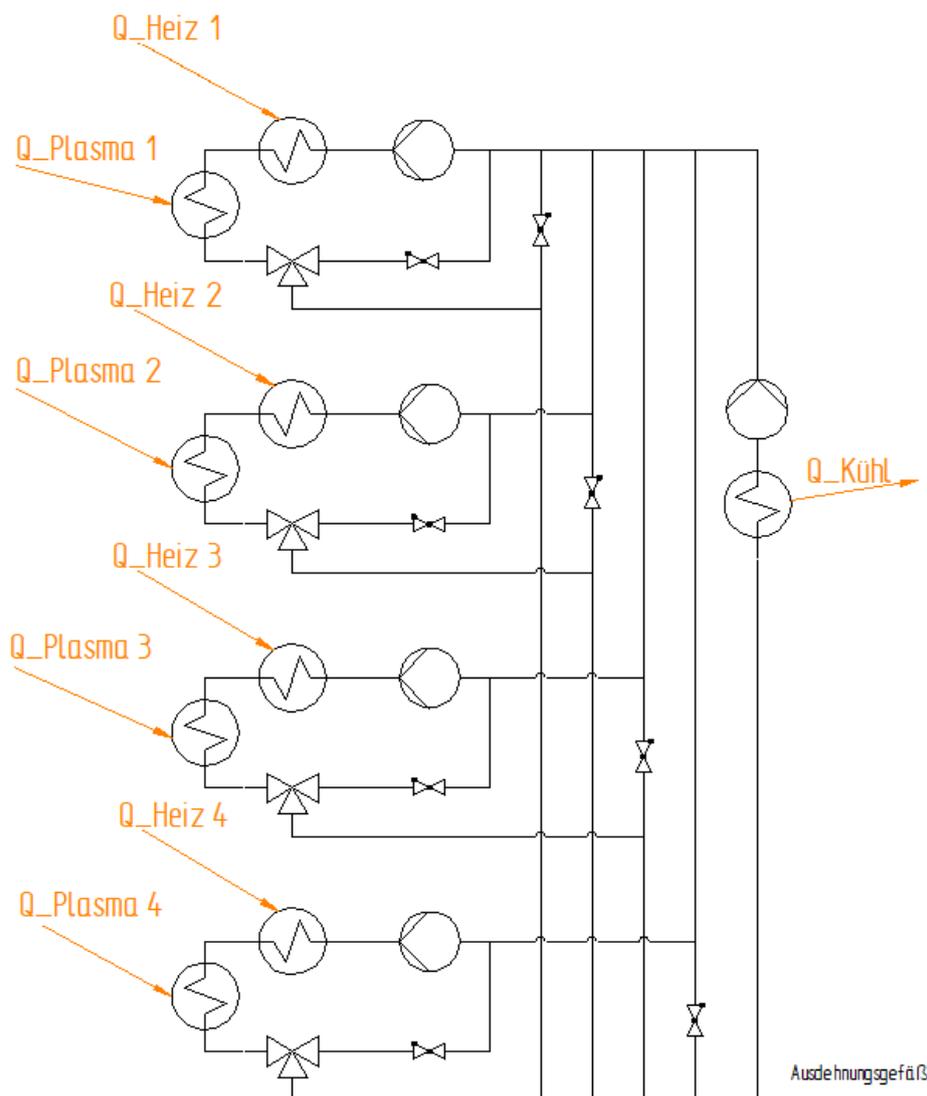
#### 4.3.2.4. Variante 4



**Abbildung 4-8: Variante 4 Quelle: eigene Abbildung**

Bei Variante 4 werden die vier Zonen in vier vollkommen getrennte Ölkreisläufe aufgeteilt. Dadurch entsteht eine vollkommene Entkoppelung der einzelnen Zonen und somit eine prozesstechnisch größtmögliche Freiheit. Es werden hierbei alle nötigen Komponenten viermal benötigt, was zu einem erhöhten Platzbedarf führt. Das Ausdehnungsgefäß wird von allen vier Kreisläufen gemeinsam genutzt.

#### 4.3.2.5. Variante 5



**Abbildung 4-9: Variante 5 Quelle: eigene Abbildung**

Diese Variante besteht wieder aus einem Primärkreis und drei Sekundärkreisen. Die Kreise sind dabei direkt verbunden und ein Ölaustausch erfolgt durch Dreiwegeventile und Rückschlagventile. Beim Öffnen des Ventils fließt Öl aus dem Sekundärkreis in den Primärkreis zurück und das abgeflossene Volumen wird durch Öl aus dem Primärkreis ersetzt. Bei der hier gezeigten Konfiguration ist es nicht möglich die Kreise vollkommen zu trennen, dafür wären weitere Dreiwegeventile notwendig. Dadurch würde aber auch der sicherheitstechnische Aufwand steigen, um sicherzustellen, dass die Ventile gemeinsam schalten. Eine zentrale Energiezufuhr im Primärkreis wäre hier alternativ möglich, dadurch würde man aber erneut eine Kopplung in das System bringen, da ein Heizen der einen und ein Kühlen einer anderen Zone nicht möglich ist. Für eine gemeinsame Energierückgewinnung besitzt dieses System den Nachteil, dass die Temperatur des Primärkreises kleiner sein muss als die Temperatur des kältesten Sekundärkreises. Dadurch geht Rückgewinnungspotential verloren.

#### 4.3.3. Verwendung von Temperiergeräten

Zusätzlich zu den Varianten mit selbstaufgebauten Systemen wurde auch die Verwendung der fertig zu kaufenden Temperiergeräte analysiert. Dafür wurden die fertigen Systeme in die einzelnen Varianten integriert. Der größte Vorteil dieser Lösung liegt in der Sicherheit der

Systeme, da diese in großen Stückzahlen produziert werden und somit auch dementsprechend erprobt sind. Dadurch könnte man den Fokus auf die Entwicklung des Nitrierprozesses legen.

Die Nachteile sind bereits in Kapitel 4.3.1.5 erläutert. Die folgenden Abbildungen zeigen den Aufbau der Varianten 1 bis 5 mit Temperiergeräten.

Variante 1:

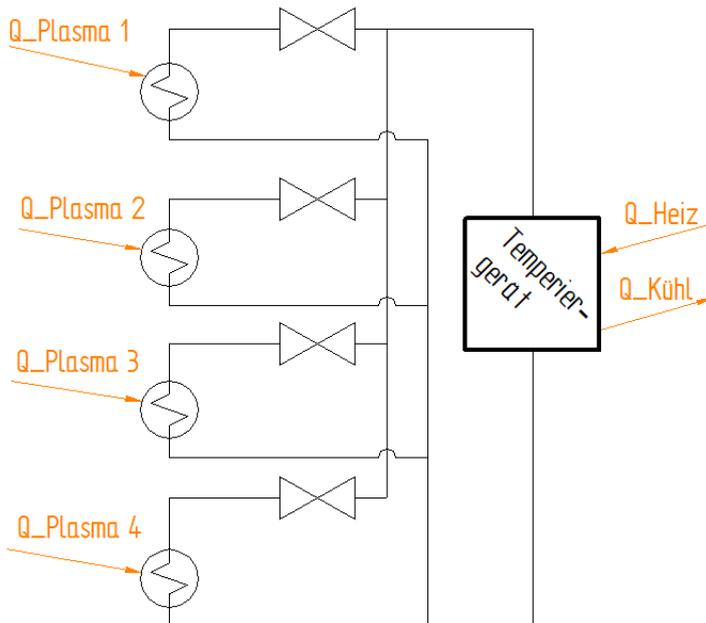


Abbildung 4-10: Variante 1 mit Temperiergerät

Variante 2:

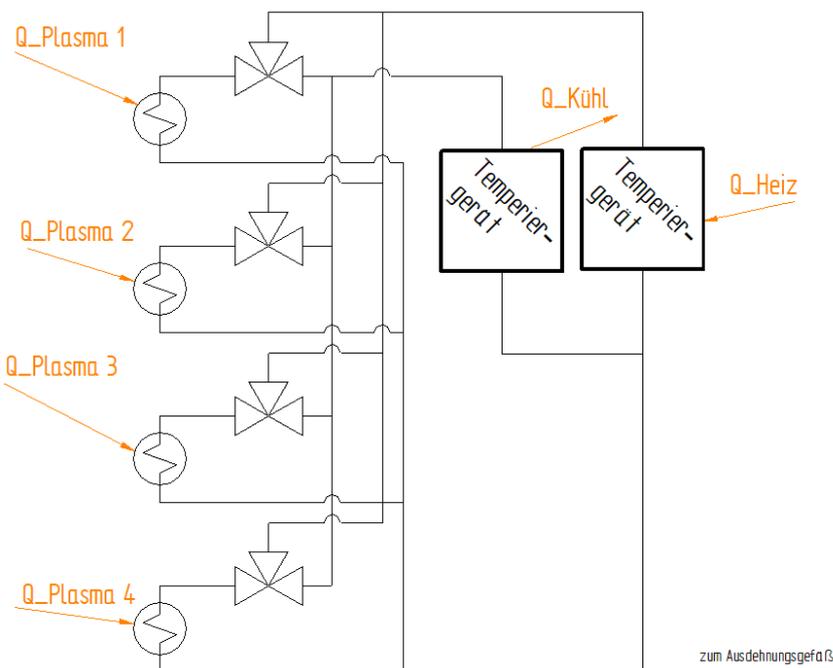


Abbildung 4-11: Variante 2 mit Temperiergeräten

Variante 3:

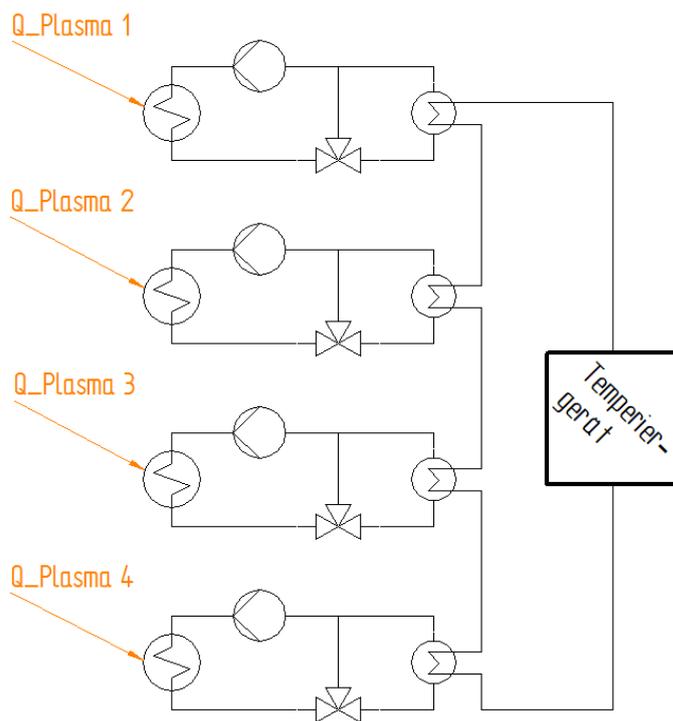


Abbildung 4-12: Variante 3 mit Temperiergerät

Variante 4:

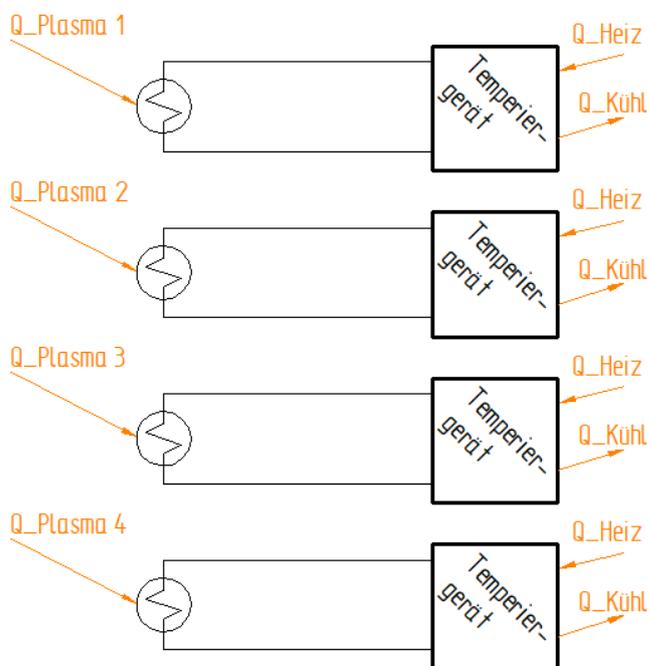


Abbildung 4-13: Variante 4 mit Temperiergerät

Variante 5:

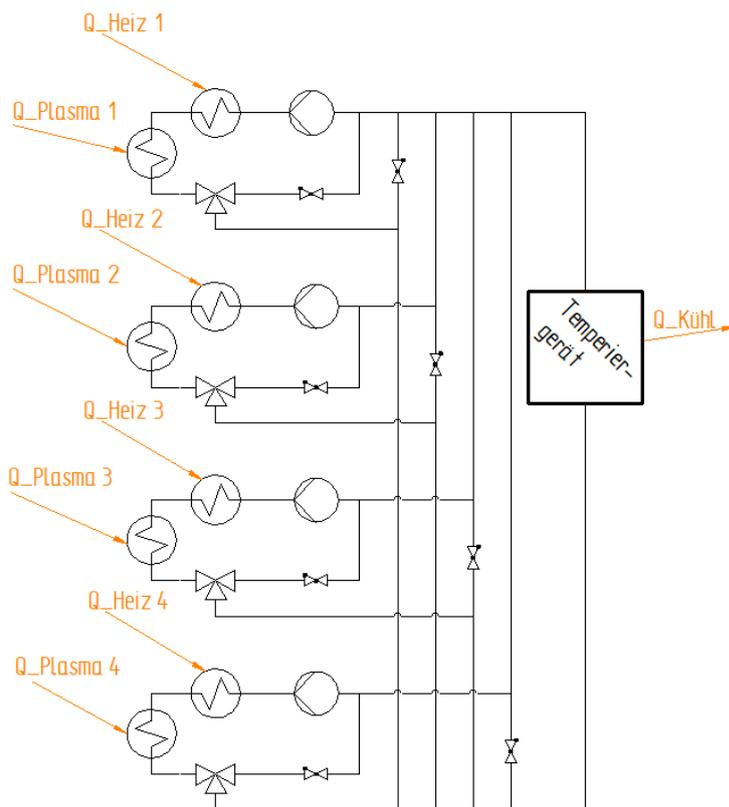


Abbildung 4-14: Variante 5 mit Temperiergerät

#### 4.3.4. Ausdehnungsgefäß

Das Ausdehnungsgefäß, das die temperaturbedingte Volumenänderung des Wärmeträgers kompensiert, ist im Prinzip für alle Varianten ident. Laut DIN 4754 muss das Volumen des Ausdehnungsgefäßes mindestens das 1,3-fache der Volumenänderung des Wärmeträgers, von Fülltemperatur bis Betriebstemperatur, betragen. Außerdem muss jeder absperbare Bereich der Anlage mit einem Ausdehnungsgefäß verbunden sein.

Bei Kontakt mit Sauerstoff beginnt in Thermoölen ab 80 °C ein Oxidationsprozess. Um diesen zu verhindern, wird eine Intergasüberlagerung im Ausdehnungsgefäß empfohlen. Für den Fall, dass die Temperatur an der Oberfläche die 80 °C nicht überschreitet, werden auch Varianten mit direktem Kontakt zur Umgebung realisiert. Für die betrachtete Anlage soll, wegen der Unsicherheit der Temperatur im Ausdehnungsgefäß und um die Lebensdauer des Wärmeträgers zu erhöhen, eine Stickstoffüberlagerung realisiert werden.

Auf der Anlage steht Stickstoff in einer Versorgungsleitung mit 1 bar zur Verfügung. Dieser ist als Inertgas bestens geeignet. Um einen annähernd konstanten Druck im Ausdehnungsraum sicherzustellen, muss für den Fall des Aufheizens Stickstoff abströmen können und beim Abkühlen, und der damit verbundenen Volumenverringern, Stickstoff nachströmen können. Diese Regelung kann über elektrisch betätigte Ventile und eine entsprechende Steuerung realisiert werden. Alternativ können auch mechanische Komponenten verwendet werden. Dabei gibt es Druckregler, die bei Druckanstieg im Ausdehnungsgefäß über eine sogenannte Sekundärentlüftung das Medium abströmen lassen. Dabei ist darauf zu achten, dass die Entlüftung nicht an die Umgebung erfolgt, da sich in der gasförmigen Phase im Ausdehnungsraum auch niedrigsiedende Kohlenwasserstoffe befinden. Diese entstehen durch Cracking Prozesse in Thermoölen und stellen prinzipiell entzündbare Komponenten dar. Aus diesem Grunde ist eine sichere Abführung in einer Sammelleitung nötig. Alternativ zu einem Druckregler mit Sekundärentlüftung können ein Druckminderer und ein Überströmventil

verwendet werden. Bei dieser Konfiguration muss ein ausreichender Unterschied in den Ansprechdrücken der beiden getrennten Ventile eingestellt werden. Zusätzlich zu den genannten Ventilen kann zur Absicherung bei Versagen oder Fehlverhalten einer Komponente noch ein Sicherheitsventil und ein Vakuumbrecher verbaut werden.

Ein Problem, das aus der sehr geringen Systemgröße folgt, kann ein entstehendes Schwingen im System sein. Die Massenströme, die benötigt werden, sind sehr gering. Aus diesem Grund kann es dazu kommen, dass bei Auslösen des Überströmventiles aufgrund der Trägheit der Mechanik, so viel Gas aus dem Ausdehnungsgefäß ausströmt, dass der Druck unter die Ansprechgrenze des Versorgungsventiles fällt und dieses öffnet. Sollte auch dieses beim minimalen Ansprechen schon zu viel Stickstoff fördern, würde das Überströmventil wieder öffnen oder sogar offen bleiben und es käme zu einem unkontrollierten Strömen von Stickstoff. Um dies zu verhindern, ist es nötig Blenden einzusetzen, die den Durchfluss einschränken und somit dafür sorgen, dass nur ein sehr kleiner Massenstrom bei Erreichen des Öffnungsdruckes ausströmt. Auch versorgungsseitig ist eine Drosselstelle notwendig, um die benötigte Systemstabilität zu gewährleisten.

Außerdem ist bei einer Inertgasüberlagerung ein Sicherheitsdruckbegrenzer erforderlich, der bei Ansprechen die Beheizungen abschaltet und verriegelt. Dies ist notwendig, da diese Anlagen als geschlossene Systeme gelten.

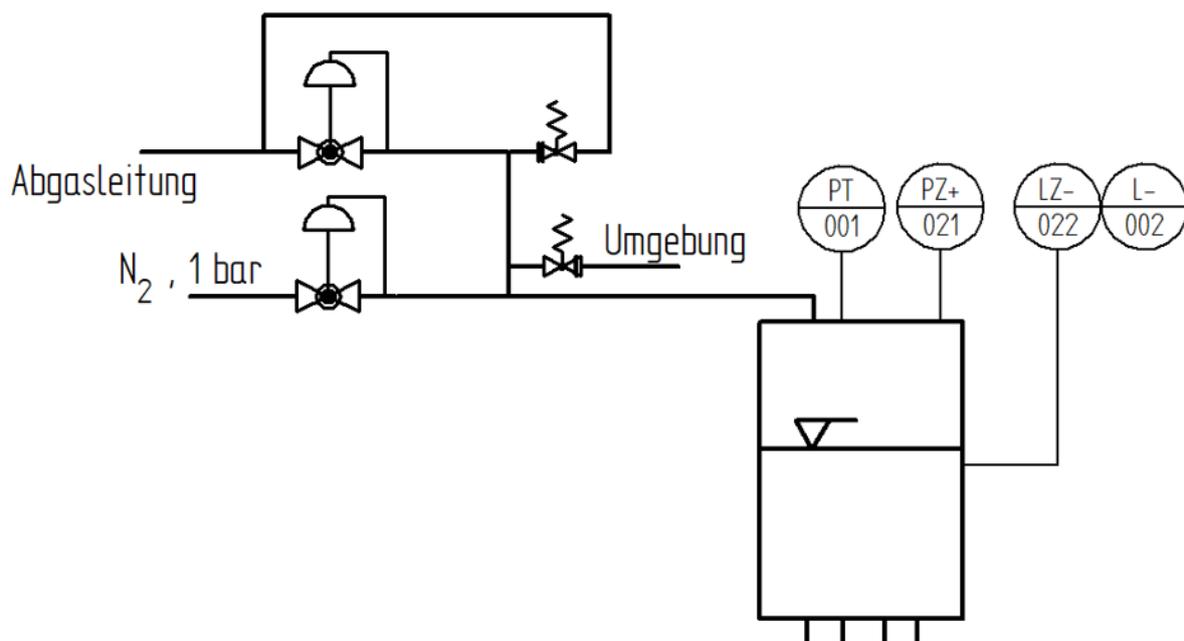


Abbildung 4-15: Schematischer Aufbau des Ausdehnungsgefäßes

#### 4.3.5. Benötigte Sensorik

Ein großer Teil der Gesamtkosten wird durch die Sensorik verursacht. Die benötigte Sensorik kann dabei einfach aufgeschlüsselt werden. Pro Pumpe wird eine Durchflussüberwachung benötigt, wenn es bei zu geringem Durchfluss zu einem Überhitzen des Öles kommen kann. Weiters ist im Rücklauf jeder Pumpe eine Druckmessung vorgeschrieben. Die Temperaturmessung ist bereits vollkommen in die Erhitzer integriert und muss somit nicht explizit betrachtet werden. Laut Norm wird eine Temperaturmessung für die Regelung im Vorlauf der Anlage benötigt und ein Sicherheitstemperaturbegrenzer im Erhitzer, der bei Überschreiten die Anlage abschaltet und verriegelt. Für einen Prüfstandsaufbau macht es jedoch sicherlich Sinn, zusätzliche Thermolemente anzubringen. In jedem Ausdehnungsgefäß müssen noch eine Druckmessung und eine Füllstandsüberwachung verbaut sein und für jeden Abschnitt, der abgetrennt werden kann, muss ein eigenes

Ausdehnungsgefäß oder eine Überströmmöglichkeit in ein zentrales Ausdehnungsgefäß installiert werden. Aus diesen Vorgaben kann für jede Variante die minimale Sensorikkonfiguration ermittelt werden. Die Übersicht über die benötigten Komponenten für jede Variante befindet sich in Kapitel 4.3.6.

Informationen über die betrachteten Sensorvarianten und deren jeweilige Vor- und Nachteile befinden sich in Kapitel 6.

#### 4.3.6. Kostenvergleich

Die fünf dargestellten Varianten wurden sowohl in der Grundvariante als auch in der Variante mit Temperiergeräten bezüglich Ihrer Kosten verglichen.

Die zur Berechnung herangezogenen Kosten können aus Tabelle 5 entnommen werden. Darin ist auch angegeben, ob es sich bei dem Wert um einen Richtpreis eines potentiellen Lieferanten oder um ein konkretes Angebot handelt, da es nicht sinnvoll ist, für jede Komponente ein komplettes Angebot einzuholen. Es sei noch erwähnt, dass manche Preise aufgrund von zu geringer Anzahl an Angeboten oder von zu ungenauen Spezifikationen zum Zeitpunkt der Anfrage nicht dem optimalen Wert entsprechen können. Bei den Temperiergeräten wurde beispielsweise nur der Preis für ein Gerät angefragt, das in etwa die erforderlichen Kenndaten erfüllt, da dieser Preis für eine Entscheidungsfindung vollkommen ausreichend ist.

Komponente	Preis	Art des Preises
Pumpe groß	€ 4 000	Richtpreis
Pumpe klein	€ 2 100	Angebot
Dreiwegeventil	€ 1 300	Angebot
Drosselventil	€ 1 300	Angebot
Ausdehnungsgefäß	€ 2 200	Richtpreis
Öl-Öl-Wärmetauscher	€ 600	Angebot
Luftkühler groß	€ 3 500	Richtpreis
Luftkühler klein	€ 1 700	Angebot
Erhitzer groß	€ 6 000	Richtpreis
Erhitzer klein	€ 2 700	Angebot
Drucksensor Öl	€ 500	Angebot
Drucksensor N2	€ 100	Angebot
Durchflusssensor	€ 2 651	Angebot
Füllstandsensoren	€ 600	Richtpreis
Rückschlagventil	€ 93	Angebot
Temperiergerät groß	€ 30 600	Angebot
Temperiergerät klein	€ 17 600	Angebot

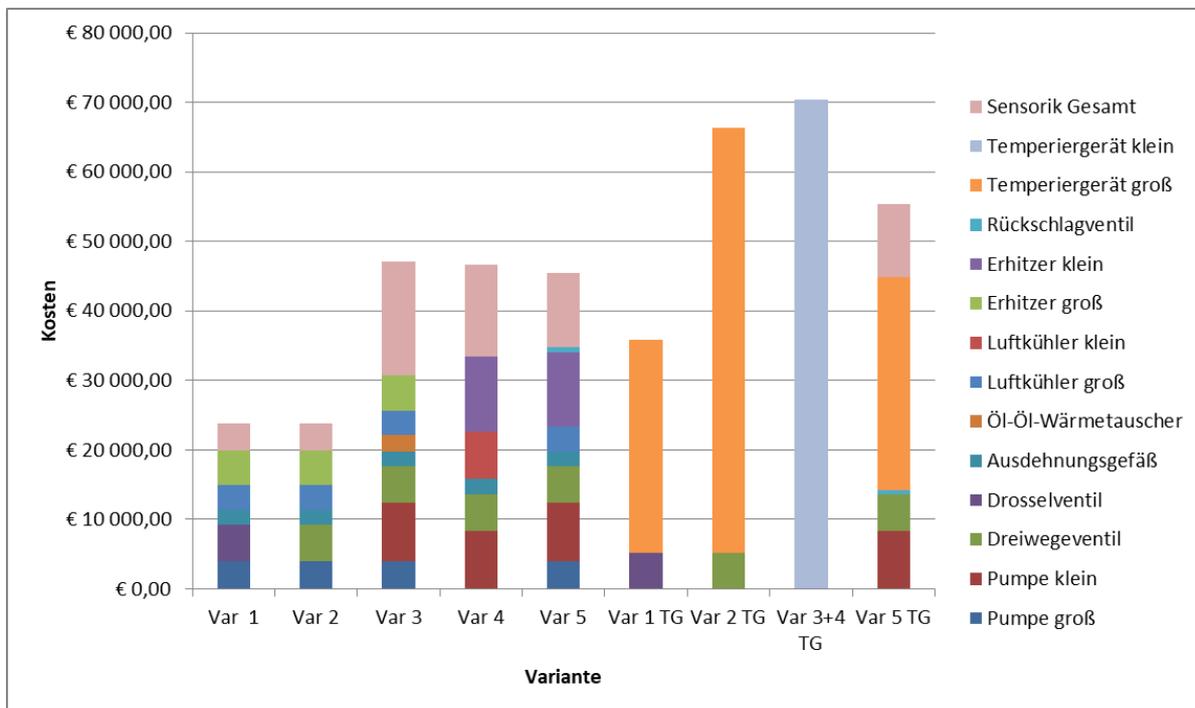
**Tabelle 5: Kostenüberblick für die betrachteten Komponenten**

Tabelle 6 zeigt zusammenfassend die Anzahl der verwendeten Komponenten pro Variante und die dadurch entstehenden Gesamtkosten.

Komponente	Var 1		Var 2		Var 3		Var 4		Var 5		Var 1 TG		Var 2 TG		Var 3+4 TG		Var 5 TG	
	Stk	Kosten	Stk	Kosten	Stk	Kosten	Stk	Kosten	Stk	Kosten								
Pumpe groß	1	4000	1	4000	1	4000	0	0	1	4000	0	0	0	0	0	0	0	0
Pumpe klein	0	0	0	0	4	8400	4	8400	4	8400	0	0	0	0	0	0	4	8400
Dreiwegeventil	0	0	4	5200	4	5200	4	5200	4	5200	0	0	4	5200	0	0	4	5200
Drosselventil	4	5200	0	0	0	0	0	0	0	0	4	5200	0	0	0	0	0	0
Ausdehnungsgefäß	1	2200	1	2200	1	2200	1	2200	1	2200	0	0	0	0	0	0	0	0
Öl-Öl-Wärmetauscher	0	0	0	0	4	2400	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Luftkühler groß	1	3500	1	3500	1	3500	0	0	1	3500	0	0	0	0	0	0	0	0
Luftkühler klein	0	0	0	0	0	0	4	6800	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Erhitzer groß	1	6000	1	6000	1	6000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Erhitzer klein	0	0	0	0	0	0	4	10800	4	10800	0	0	0	0	0	0	0	0
Temperiergerät groß	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	30600	2	61200	0	0	1	30600
Temperiergerät klein	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	70400	0	0
Rückschlagventil	0	0	0	0	0	0	0	0	8	744	0	0	0	0	0	0	8	744
Drucksensor Öl	1	500	1	500	5	2500	4	2000	4	2000	0	0	0	0	0	0	0	0
Drucksensor N2	1	100	1	100	1	100	1	100	1	100	0	0	0	0	0	0	0	0
Durchflusssensor	1	2651	1	2651	5	13255	4	10604	5	13255	0	0	0	0	0	4	10604	
Füllstandsensoren	1	600	1	600	1	600	1	600	1	600	0	0	0	0	0	0	0	0
Sensorik Gesamt		3851		3851		16455		13304		15955		0		0		0		10604
Gesamtkosten		€ 28 602		€ 28 602		€ 64 610		€ 60 008		€ 66 754		€ 35 800		€ 66 400		€ 70 400		€ 66 152

**Tabelle 6: benötigte Komponenten für die unterschiedlichen Varianten**

Die sich ergebenden Gesamtkosten der einzelnen Varianten sind in Abbildung 4-16 dargestellt.



**Abbildung 4-16: Gesamtkosten der einzelnen Varianten**

Hierbei ist klar zu erkennen, dass die Varianten 1 und 2 am günstigsten sind. Dies liegt an der geringen Anzahl an Komponenten und auch an der günstigen Sensorik, da nur eine Pumpe überwacht werden muss. Die Varianten mit den Temperiergeräten liegen preislich alle über den vergleichbaren, selbstgebauten Varianten.

#### 4.3.7. Auswahl der Variante

Als umzusetzende Version wurde Variante 4 ausgewählt. Die überzeugenden Vorteile liegen in der vollkommenen Entkoppelung der einzelnen Heizzonen. Dadurch kann ein bestmögliches Nitrierergebnis erzielt werden, da der Prozess vollkommen frei geregelt werden kann.

Im Folgenden sollen noch die Ausschlusskriterien der anderen Varianten erwähnt werden.

Variante 1:

Die Kopplung der drei Zonen über die gemeinsame Vorlauftemperatur und die beschränkte Einstellmöglichkeit über die Wärmeübergangszahl garantieren im Allgemeinen keinen stabilen Prozess.

Variante 2:

Durch das Zusammenmischen von warmem und kaltem Öl und anschließendem Wiederbereitstellen des Öles auf unterschiedlichen Temperaturniveaus wird sehr viel Energie benötigt, die global auf die ganze Anlage gesehen, nicht benötigt wird. Das Ziel einer effizienten Anlage ist somit nicht erfüllbar.

Variante 3:

Diese Variante ist kostentechnisch beinahe ident mit der ausgewählten Variante, jedoch bieten die gemeinsame Wärmezufuhr und Abfuhr keinen entscheidenden Vorteil im Vergleich zur vollkommenen Entkoppelung wie es bei Variante 4 der Fall ist.

Variante 5:

Die etwas höheren Kosten, die schon bei der preiswerten Variante mit Rückschlagventilen auftreten, und die Kopplung der Sekundärkreise über einen gemeinsamen Primärkreis waren die Eigenschaften, die zur Verwerfung dieser Variante führten.

Varianten mit Temperiergeräten:

Bei den Varianten mit Temperiergeräten waren einige Nachteile vorhanden die gegen eine Umsetzung sprechen:

- höhere Kosten der Thermalölbaugruppe
- geringere Flexibilität aufgrund von fertigen Serienprodukten
- erhöhter Platzbedarf am Aufstellort
- schlechte Möglichkeit der Integration in die Anlage
- Abhängigkeiten vom Hersteller der Temperiergeräte

#### 4.4. Abwärmenutzung

Abwärme kann auf unterschiedlichste Weisen genutzt werden. Die abzuführende Wärme kann dabei in Form von thermischer Energie weiterverwendet oder auch in andere Energieformen umgewandelt werden. Die bevorzugte Nutzung stellt die Umwandlung in Strom dar, da dieser am universellsten wiederverwendet werden kann und ein laufender Bedarf an Strom besteht. Dabei kann zum Beispiel die zurückgewonnene Energie in Form von elektrischer Energie dem Plasmagenerator zur Verfügung gestellt und somit der Gesamtstrombedarf gesenkt werden. Zur Erzeugung elektrischer Energie ist es möglich, einen Kreisprozess mit einer Kraftmaschine und einem angeschlossenen Generator zu verwenden.

Eine alternative Nutzung der Abwärme ist die direkte thermische Wiederverwendung, diese setzt aber einen entsprechenden Bedarf voraus. Somit kann man bei Bedarf mit der abzuführenden Wärme ein Gebäude oder eine Produktionshalle heizen oder auch eine andere Wärmebehandlungsanlage versorgen. Der benötigte Bedarf an Wärme ist allerdings im Allgemeinen nicht gegeben. Zum Beispiel ist ein Beheizen einer Halle im Sommer oder in Gegenden mit einem milderen Klima nicht nötig. Dadurch würde in diesem Fall eine vorhandene Abwärmenutzung nur bei entsprechender Außentemperatur funktionieren. Auch die Erzeugung von Kälte mithilfe von Abwärme ist möglich, diese sogenannten Absorptionskälteanlagen stellen jedoch auch wieder eine spezielle Form von Energie zur Verfügung und sind somit nicht das Ziel einer allgemein sinnvollen Abwärmenutzung.

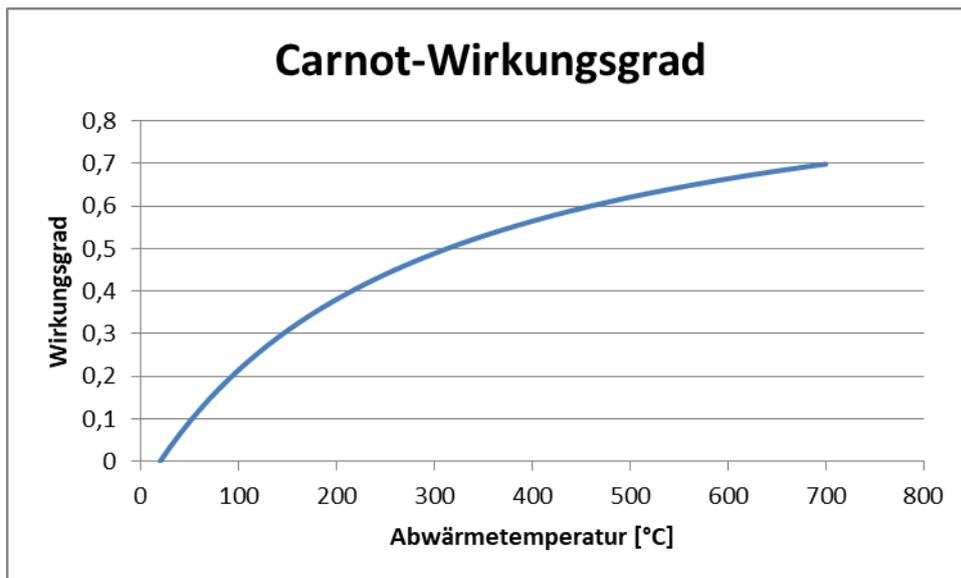
Auf weitere Möglichkeiten der Abwärmenutzung, wie zum Beispiel die Erzeugung elektrischer Energie mithilfe des Seebeck Effekts, soll in dieser Arbeit nicht eingegangen werden.

Wie bereits erwähnt ist die Abwärmenutzung im Moment nicht beziehungsweise nur eingeschränkt möglich, da die Abwärme auf einem sehr geringen Temperaturniveau vorliegt.

Der Einfluss der Temperatur auf die Sinnhaftigkeit einer Abwärmenutzung lässt sich am besten mithilfe des Carnot-Wirkungsgrades darstellen. Der Carnot Wirkungsgrad ist der Wirkungsgrad eines idealen Kreisprozesses, dem Carnot-Prozess. Dieser stellt thermodynamisch die Obergrenze des Wirkungsgrades eines Kreisprozesses dar.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{Umgebung}}{T_{Abwärme}} \quad (1)$$

Für eine Wärmeabfuhr bei einer konstanten Umgebungstemperatur von 20 °C zeigt Abbildung 4-17 den Verlauf des Carnot Wirkungsgrades. Die Annahme der Wärmeabfuhr bei Umgebungstemperatur stellt dabei eine Idealisierung dar. Die Abwärmtemperatur der Anlage entspricht gleichzeitig der Temperatur, bei der dem Kreisprozess Wärme zugeführt wird.



**Abbildung 4-17: Carnot Wirkungsgrad**

Hierin ist gut erkennbar, dass ein höheres Temperaturniveau der Abwärme für die Weiternutzung in einem Kreisprozess einen Vorteil darstellt. Dieser Vorteil wird durch das neue Temperierkonzept realisiert, da nun die Abwärmtemperatur sehr nahe an der tatsächlichen Prozesstemperatur liegt. Es sei jedoch noch explizit erwähnt, dass die hier gezeigten Wirkungsgrade Werte eines Idealprozesses sind. Diese entsprechen nicht den praktisch möglichen Werten.

Alternativ zur Umwandlung der thermischen Energie oder Weiterverwendung zum Heizen wurde auch die Speicherung in einem thermischen Speicher betrachtet. Dabei sollte über die Abwärme während des Prozesses ein Behälter mit Wärmeträger erhitzt werden und die darin gespeicherte Energie im nächsten Prozess beim Aufheizen wieder genutzt werden. Die Sinnhaftigkeit einer solchen Speicherung wurde berechnet. Eine genauere Betrachtung dieser Weiternutzung ergibt jedoch, dass diese nicht sinnvoll ist. Probleme ergeben sich dabei einerseits aus den zusätzlichen Komponenten, wie Ventile, Behälter, erhöhter Wärmeträgerbedarf und eventuell auch Wärmeübertrager, die benötigt werden. Andererseits ist das nutzbare Potential eher gering, da die Abwärme nicht auf der Zieltemperatur von 350 °C zum Aufheizen zur Verfügung steht, sondern auf einem chargenabhängigen niedrigeren Niveau. Außerdem kann die gespeicherte Abwärme nur bis zu einem thermischen Gleichgewicht genutzt werden, bei welchem noch thermische Energie im Speicher verbleibt, welche aufgrund der Temperaturgleichheit der Systeme Speicher und Anlage nicht mehr übertragen werden kann. Die genaue Berechnung und Beschreibung des Vorganges befinden sich in Kapitel 5.

## 5. Berechnungen

### 5.1. Energiebilanz beim Vermischen der einzelnen Heizzonen

Bei der Variantenfindung wurden auch Schemen überlegt, welche über einen gemeinsamen Rücklauf verfügen, wie zum Beispiel Variante 2 aus dem Kapitel 4.3.2. Dabei ist ein Effekt erkennbar, der in diesem Ausmaß so nicht vorhersehbar ist. Der Aufbau der Variante 2 kann im entsprechenden Kapitel nachgelesen werden.

Das prinzipielle Problem ist das Zusammenführen und somit Mischen von Öl aus den Rückläufen der unterschiedlichen Heizzonen. Beim Mischen stellt sich eine gemeinsame Temperatur ein. Um aus dem gemeinsamen Rücklauf wieder die passenden Temperaturen für die Vorläufe der unterschiedlichen Zonen zu erhalten, wird sehr viel Energie benötigt.

Die Berechnung basiert auf der Annahme einer wegzukühlenden Leistung und einer entsprechenden Wandtemperatur. Dieses Annahmenpaar basiert auf Erfahrungswerten der Firma Rübigen. Dabei muss für zunehmende Leistung die Wandtemperatur sinken, damit mehr Wärme von der Charge auf die Rezipientenwand übertragen werden kann. Ab dem nächsten Schritt beginnt die Berechnung sehr stark iterativ zu werden. Microsoft Excel bietet hierfür die Möglichkeit der Iterativen Berechnung oder in Excel auch Zirkelbezug genannt. Diese Funktion und der Aspekt, dass Excel in beinahe jedem Unternehmen vorhanden ist, waren der Grund für die Entscheidung für dieses Programm.

Die mittlere Temperatur  $T_{mittel}$  des Wärmeträgers zwischen Vorlauf und Rücklauf wird aus der folgenden Formel berechnet

$$T_{mittel} = T_{Wand} - \frac{P_{Kühl}}{\alpha * A_{Übertragung}} \quad (2)$$

Darin ist  $P_{Kühl}$  die wegzukühlende Leistung der Zone,  $\alpha$  der Wärmeübertragungskoeffizient,  $A_{Übertragung}$  die Fläche, an der Wärmeübertragung zwischen dem Wärmeträger und dem Rezipienten stattfindet und  $T_{Wand}$  die Wandtemperatur des Rezipienten in dieser Zone.

Die mittlere Temperatur berechnet sich außerdem über die Vorlauftemperatur  $T_{VL}$  und die Rücklauftemperatur  $T_{RL}$ .

$$T_{mittel} = \frac{T_{VL} + T_{RL}}{2} \quad (3)$$

Aus dieser Formel kann bei bekannter, mittlerer Temperatur und der Rücklauftemperatur die Vorlauftemperatur ermittelt werden. Die Ermittlung der Rücklauftemperatur folgt noch.

Anschließend werden aus dem Datenblatt des Wärmeträgers die Dichte  $\rho_{T_{mittel}}$  und die spezifische Wärmekapazität  $c_{T_{mittel}}$  bei der mittleren Temperatur ausgelesen. Da diese Werte nur für 10 °C Schritte gegeben sind, wird die mittlere Temperatur gerundet und der Wert der gerundeten Temperatur herangezogen.

Der Massenstrom wird aus dem folgenden Zusammenhang berechnet:

$$\dot{m} = \frac{P_{Kühl}}{c_{T_{mittel}} * (T_{RL} - T_{VL})} \quad (4)$$

Aus dem Massenstrom kann mithilfe der bereits ermittelten Dichte der Volumenstrom ermittelt werden:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_{T_{mittel}}} \quad (5)$$

Dieser Volumenstrom ist eine wichtige Größe bei der Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten, deren genauer Zusammenhang im Kapitel 5.4 erläutert wird. Allgemein gilt  $\alpha = f(\dot{V})$ .

Über diesen Zusammenhang schließt sich auch der Zirkelbezug, da somit der Volumenstrom den Wärmeübergangskoeffizienten beeinflusst, welcher aber in vorherigen Formeln die Grundlage für die Berechnung des Volumenstromes legte. In Excel werden die erlaubten Randbedingungen solange verändert bis alle Formeln erfüllt sind.

Für die Ermittlung der Rücklauftemperatur, welche auch für die anderen Berechnungen benötigt wird, muss noch eine weitere Randbedingung definiert werden. Es werden Werte für  $\alpha$  eingesetzt, die im Bereich zwischen 2 000 und 3 000 W/(m<sup>2</sup>\*K) liegen. Diese Werte sorgen für eine geringe Spreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf und stammen aus der Berechnung in Kapitel 5.4, welche für die verschiedenen Durchflüsse die unterschiedlichen Werte liefert, welche dann im Exceldokument übernommen werden.

Die Ermittlung der passenden Rücklauftemperatur erfolgt nach Festlegung des Wärmeübergangskoeffizienten mithilfe des Excel Solvers. Das Solver Add-in von Excel kann unter Einbeziehung diverser Randbedingungen ein gewünschtes Szenario durch Verändern definierter Variablenzellen lösen. Die Randbedingung für dieses Szenario ist, dass der Volumenstrom den Wert annehmen muss, welcher dem definierten Wärmeübergangskoeffizienten entspricht. Dadurch wird ein Wert gefunden, der alle Formeln erfüllt. Diese Werte stellen nur eine mögliche Konfiguration des Gesamtsystems dar, doch für die zu überprüfende Aussage kann die beschriebene Vorgehensweise als ausreichend betrachtet werden.

Die folgenden drei Abbildungen zeigen die Werte, die sich für ein angenommenes Szenario ergeben. Für die gegebenen Eingangsgrößen sind auch andere Kombinationen aus Vorlauftemperatur und Massenstrom möglich. Die berechneten Werte sind ein Beispiel für einen möglichen Betriebszustand.

Zone 1		
Größe	Wert Einheit	alternative Einheit
P_Kühl	15000 W	
T_Wand	150 °C	
T_Mittel	138,27 °C	
T_RL	140,72 °C	
T_VL	135,82 °C	
c (T_Mittel)	1978 J/kg*K	
$\rho$ (t_mittel)	928 kg/m <sup>3</sup>	
m_Punkt	1,55 kg/s	
V_Punkt	0,002 m <sup>3</sup> /s	6,0 m <sup>3</sup> /h
$\alpha$	2091 W/m <sup>2</sup> *K	

**Tabelle 7: Kenngrößen der Zone 1**

**Zone 2**

Q	10000 W	
T <sub>wand</sub>	250 °C	
T <sub>Mittel</sub>	243,21 °C	
T <sub>RL</sub>	245,45 °C	
T <sub>VL</sub>	240,97 °C	
c (T <sub>Mittel</sub> )	2353 J/kg*K	
roh (t <sub>mittel</sub> )	854 kg/m <sup>3</sup>	
m	0,95 kg/s	
V <sub>Strom</sub>	0,001 m <sup>3</sup> /s	4,0 m <sup>3</sup> /h
Alpha	2407 W/m <sup>2</sup> *K	

**Tabelle 8: Kenngrößen der Zone 2**

**Zone 3**

Q	5000 W	
T <sub>wand</sub>	300 °C	
T <sub>Mittel</sub>	296,11 °C	
T <sub>RL</sub>	297,54 °C	
T <sub>VL</sub>	294,67 °C	
c (T <sub>Mittel</sub> )	2590 J/kg*K	
roh (t <sub>mittel</sub> )	806 kg/m <sup>3</sup>	
m	0,67 kg/s	
V <sub>Strom</sub>	0,001 m <sup>3</sup> /s	3,0 m <sup>3</sup> /h
Alpha	2100 W/m <sup>2</sup> *K	

**Tabelle 9: Kenngröße der Zone 3**

**Innenanode**

Q	15000 W	
T <sub>wand</sub>	220 °C	
T <sub>Mittel</sub>	215,90 °C	
T <sub>RL</sub>	218,18 °C	
T <sub>VL</sub>	213,63 °C	
c (T <sub>Mittel</sub> )	2276 J/kg*K	
roh (t <sub>mittel</sub> )	868 kg/m <sup>3</sup>	
m	1,45 kg/s	
V <sub>Strom</sub>	0,002 m <sup>3</sup> /s	6,0 m <sup>3</sup> /h
Alpha	3083 W/m <sup>2</sup> *K	

**Tabelle 10: Kenngröße der Zone Innenanode**

Aus den für dieses Beispiel ermittelten Größen der vier Zonen kann nun die Mischung der Rückläufe betrachtet werden. Dazu muss in einem ersten Schritt der Energiestrom der einzelnen Zonen berechnet werden. Allgemein gilt für den Energieinhalt

$$E_i = m_i * \int_{T_0}^{T_i} c * dT \quad (6)$$

Dieses Integral stellt den Flächeninhalt unter der Kurve  $c(T)$  dar. Abbildung 5-1 zeigt den Verlauf der erwähnten Kurve. Dabei ist die schwarze Linie ein linearisierter Verlauf und die grüne Kurve zeigt den tatsächlichen Verlauf laut Datenblatt.

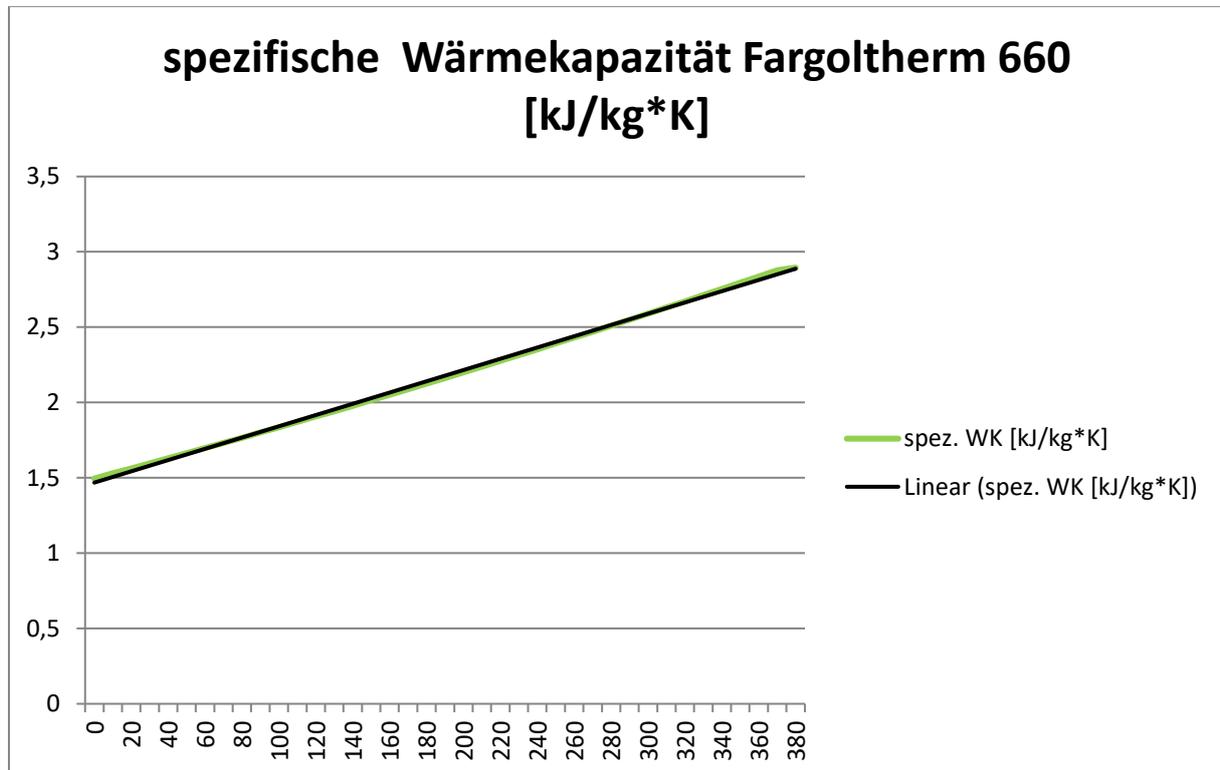


Abbildung 5-1: Verlauf der spezifischen Wärmekapazität des Wärmeträgeröles Fragoltherm 660

Aufgrund der beinahe Linearität der Wärmekapazität über der Temperatur, kann die Fläche unter der Kurve anstatt mit dem Integral aus Gleichung ( 6 ) auch über die Flächenformel für ein Trapez ermittelt werden. Dadurch ergibt sich folgende Formel für den Energiestrom einer Zone.

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i * \frac{c_i + c_0}{2} * (T_i - T_0) \quad (7)$$

Die Größen mit dem Index i sind hier die Größen für die einzelnen Zonen, der Index 0 zeigt die Referenzgrößen an.

Aufgrund der geltenden Energieerhaltung während des Mischvorganges, muss die Summe der vier Energieströme vor dem Mischen dem Energiestrom des vermischten Rücklaufes entsprechen.

$$\sum_{i=1}^4 \dot{E}_i = \sum_{i=1}^4 (\dot{m}_i) * \frac{c_{misch} - c_0}{2} * (T_{misch} - T_0) \quad (8)$$

Auch diese Berechnung muss iterativ erfolgen, da die Wärmekapazität, die für die Berechnung der Mischtemperatur benötigt wird, wieder von der berechneten Temperatur abhängt.

Für das betrachtete Beispiel ergeben sich folgende Werte:

	m_Punkt [kg/s]	T_RL [°C]	c [J/(kg*K)]	Energiestrom [J/s]
Zone 1	1,55	140,72	1978	377944,8212
Zone 2	0,95	245,45	2353	448100,3498
Zone 3	0,67	297,54	2590	408193,6905
Zone Innen	1,45	218,18	2276	595129,3972
Summe	4,61			1829368,259

**Tabelle 11: Energieströme der einzelnen Zonen**

Die daraus resultierende Mischtemperatur beträgt 212,43 °C.

Nach dem Mischen der vier Rückläufe müssen für die einzelnen Zonen wieder die benötigten Vorlauftemperaturen zur Verfügung gestellt werden. Das bedeutet ein Aufheizen der Vorläufe, die über der Mischtemperatur liegen und ein Kühlen derer unter der Mischtemperatur. Für die einzelnen Zonen ergeben sich folgende Leistungen

	m_Punkt [kg/s]	T_VL [°C]	c (T_VL)[J/(kg*K)]	Benötigte Leistung [W]
Zone 1	1,55	135,82	1978	-249770,2854
Zone 2	0,95	240,97	2353	62168,05266
Zone 3	0,67	294,67	2550	132245,9925
Zone Innen	1,45	213,63	2238	3884,747738
Summe				-51471,49257

**Tabelle 12: Benötigte Wärmeleistungen der einzelnen Zonen**

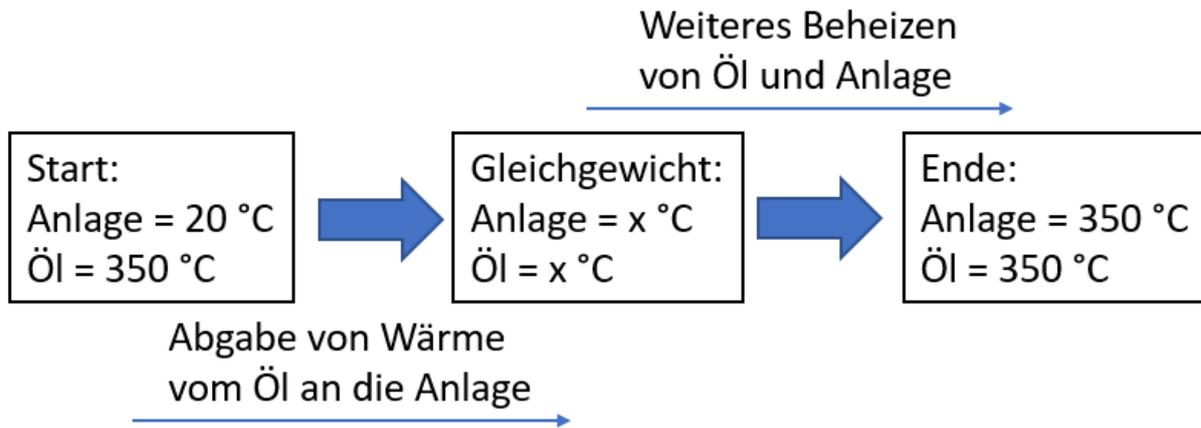
Hier wird ersichtlich, dass, trotz reiner Kühlanforderung der einzelnen Temperaturzonen, ein Nachheizen nötig ist. Dafür ist die Kühlleistung der ersten Zone wesentlich höher als die eigentlich benötigten 15 000 W. Die Gesamtsystemkühlleistung entspricht der Summe der Einzelleistungen der Zonen. Die Abweichung stammt von der etwas ungenauen Handhabung der Wärmekapazitäten, da diese immer nur für gerundete Temperaturen ermittelt wurden.

Ein Mischen einzelner Rückläufe ist dadurch unbedingt zu vermeiden, da ansonsten sehr viel unnötige Energie benötigt wird und ein ökologischer Betrieb nicht möglich ist.

## 5.2. Speicherung im Wärmeträger

Eine Motivation für das Erstellen dieser Arbeit war die Überlegung, dass durch die Verwendung eines Wärmeträgers, wie zum Beispiel Thermoöl, die Speicherung der Energie, die während des Prozesses weggekühlt werden muss, möglich gemacht wird. Dafür gibt es unterschiedliche Möglichkeiten. Eine Überlegung ist, dass das Öl aus dem vorangegangenen Prozess noch eine Restwärme besitzt. Um dies sinnvoll zu realisieren, muss jedoch die Kühlung des Rezipienten entkoppelt vom Wärmeträger geschehen. Ansonsten muss das verwendete Thermoöl auf annähernd Raumtemperatur abgekühlt werden, um der Charge die nötige Wärme entziehen zu können. Somit ist mit dieser Variante keine Speicherung der Abwärme möglich.

Realisiert man eine Lösung, in der die Kühlung am Ende des Prozesses entkoppelt vom Wärmeträger stattfindet, erscheint dies bei oberflächlicher Betrachtung besser geeignet zur Wärmespeicherung, jedoch ist auch dieses System nicht allgemein geeignet, wie das folgende Gedankenexperiment zeigen soll. Als Ausgangslage sei eine Anlage mit einer Temperatur von 20 °C und einem Ölkreislauf gegeben, der durch die Abwärme des vorhergehenden Prozesses noch die maximal zulässige Temperatur des Wärmeträgers vorweist, in diesem Fall 350 °C. Wird die Anlage nun mit der Wärme des Thermoöles beheizt, so gibt dieses so lange Energie an die Anlage und die Charge ab, bis beide im thermischen Gleichgewicht sind, das heißt die Temperaturen von Wärmeträger und Anlage sind ident. Anschließend muss, da die Beheizung über das Thermoöl erfolgt, das Öl wieder aufgeheizt werden, damit auch die Anlage weiter aufgeheizt wird. Abbildung 5-2 zeigt diesen Vorgang grafisch und lässt auch schnell das Problem erkennen.



**Abbildung 5-2: Vorgang bei der Speicherung von Energie im geschlossenen System Quelle: eigene Abbildung**

Hier lässt sich gut erkennen, dass das Öl am Beginn und auch am Ende des Prozesses eine Temperatur von 350 °C besitzt und somit keine im Öl gespeicherte Energie an die Anlage abgegeben wird. In dieser Überlegung wird außerdem die unrealistische Annahme getroffen, dass am Start Öl mit 350 °C vorhanden ist. Während des Prozesses muss abhängig von der Befüllung der Anlage mehr oder weniger Wärme von der Charge an den Rezipienten abgeführt werden. Das dafür notwendige Temperaturgefälle muss in beinahe allen Fällen größer sein als die 50 °C Differenz die bei Öltemperatur 350 °C und Chargentemperatur 400 °C anliegen. Somit würde eine Speicherung durch einen großen geschlossenen Ölkreislauf in einer Energiebilanz sogar einen negativen Einfluss haben.

Die einzige Möglichkeit der Speicherung mithilfe des Wärmeträgers, ist die Auftrennung in einen kleinen Kreislauf zur Temperierung und einen über Ventile zu- bzw. weggeschalteten Speicher. Diese Variante wird auch auf ihre Wirtschaftlichkeit hin untersucht.

Dafür werden die unterschiedlichen Energien ermittelt, die zum Aufheizen der Anlage, ausgehend von der Raumtemperatur, benötigt werden.

$$E_x = c_x * m_x * (T_{x2} - T_{x1}) \quad (9)$$

Der Index x kann hierbei für die unterschiedlichen Teile des Systems stehen, wie die folgende Tabelle zeigt.

Index x	Bedeutung
Ch	Charge: jene Bauteile, die zum Behandeln in den Rezipienten eingelegt wurden
Anl	Anlage: alle Teile der Anlage, die eine maßgebliche Temperaturerhöhung erfahren. Diese sind primär der Rezipient und alle an ihm angebrachten Komponenten.
Iso	Isolierung: Die Isolierung des Rezipienten
Öl	Öl: die Ölmenge im Kreislauf, die für die Temperierung des Rezipienten benötigt wird. Diese kann vom Speicher abgetrennt werden.
Sp	Speicher: die Menge an Öl, die nur für die Speicherung der Abwärme aus dem vorhergehenden Prozess vorgesehen ist.

**Tabelle 13: Möglichkeiten für den Index x in der Energieberechnung und deren Erklärung**

Die Indizes 1 und 2 stellen den Beginn des Aufheizens (1) und das Ende (2) dar.

Eine beispielhafte Anlage, die dafür angenommenen Werte und die daraus resultierenden Energien zeigen die folgenden Tabellen.

Masse Charge [kg]	135,80
Masse Anlage [kg]	500
Masse Isolierung [kg]	200
Menge Ölkreislauf [kg]	70
Menge Speicher [kg]	400
c_Stahl [kJ/kgK]	0,46
c_Isolierung [kJ/kgK]	1,44
c_Öl [kJ/kgK]	2

**Tabelle 14: Gegebene Massen einer beispielhaften Anlage**

T_Ch1 [°C]	20
T_Ch2 [°C]	350
T_An1 [°C]	20
T_An2 [°C]	350
T_Iso1 [°C]	20
T_Iso2 [°C]	225
T_Öl1 [°C]	20
T_Öl2 [°C]	350
E_Ch [kWh]	5,726386
E_An1 [kWh]	21,08333
E_Iso [kWh]	16,4
E_Öl [kWh]	12,83333
Summe E [kWh]	56,04305

**Tabelle 15: Temperaturen und benötigte Energien beim Aufheizen der beispielhaften Anlage**

Die Wärmekapazitäten werden für diese Berechnung als konstant angenommen. Diese Vereinfachung hat für die erste Abschätzung der Wirtschaftlichkeit keinen signifikanten Einfluss. In dieser ersten Variante existiert noch kein Speicher.

Dieser Berechnung kann nun eine mit Speicher gegenübergestellt werden. Die Größen aus Tabelle 14 gelten auch für diese Variante. In diesem Fall ist jedoch ein zusätzlicher Berechnungsschritt nötig, um die Gleichgewichtstemperatur zu ermitteln, ab der kein Wärmeübergang vom gespeicherten Öl in Richtung Anlage erfolgt.

$$T_{\text{Gleichgewicht}} = T_{\text{Sp2}} = \frac{\sum m_x * c_x * T_{x1}}{\sum m_x * c_x} \quad (10)$$

Sobald das Gleichgewicht erreicht ist, wird der Speicher von dem restlichen Kreislauf getrennt und muss somit nicht weiter mitgeheizt werden. Während dem Prozess kann in weiterer Folge die abzuführende Energie genutzt werden, um den Speicher wieder aufzuheizen.

Die folgende Tabelle zeigt die Temperaturen und Energien bei jener Variante mit angeschlossenem Speicher.

T_Ch1 [°C]	20
T_Ch2 [°C]	350
T_An1 [°C]	20
T_An2 [°C]	350
T_Iso1 [°C]	20
T_Iso2 [°C]	225
T_Öl1 [°C]	20
T_Öl2 [°C]	350
T_Sp1 [°C]	250
T_Sp2 [°C]	141,0152391
E_Ch [kWh]	5,726385886
E_An1 [kWh]	21,083333333
E_Iso [kWh]	16,4
E_Öl [kWh]	12,833333333
E_Sp [kWh]	-24,2188357
Summe E [kWh]	31,8242168

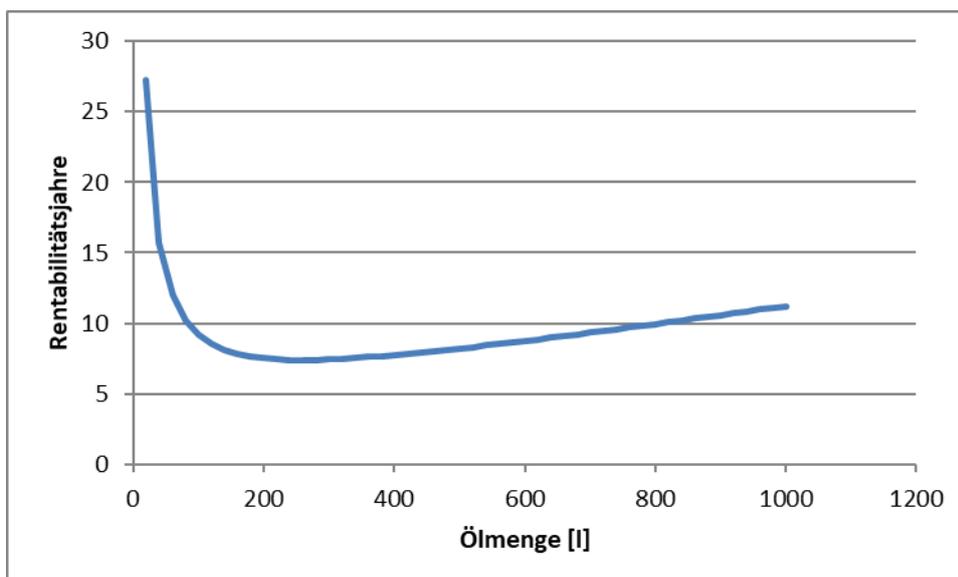
**Tabelle 16: Temperaturen und benötigte Energien beim Aufheizen der beispielhaften Anlage inklusive Speicher**

Hier erkennt man den negativen Wert bei  $E_{Sp}$ , dies zeigt die Richtung des Energieflusses vom Speicher zur Anlage.

Die Differenz der von außen zugeführten Energie der beiden Varianten beträgt 24,22 kWh. Bei einem Strompreis von 0,14 €/kWh beläuft sich die Ersparnis auf 3,39 € pro Prozess. Bei einem Preis von etwa 7 € pro kg Öl und 1 300 € für das nötige Ventil ist die gesamte Investition in Frage zu stellen. Zusätzliche Komponenten wie der Speicherbehälter für das Öl oder etwaige Sensorik werden hierfür noch gar nicht miteinbezogen.

Unter der Annahme von drei Prozessen pro Woche, ergibt sich nach 7,75 Jahren eine Kostenersparnis für die Energie in Höhe der zusätzlichen Ausgaben für das Öl und das Ventil.

In dieser Analyse sind natürlich einige änderbare Variablen wie zum Beispiel das Chargengewicht. Wie sich eine Änderung der Speichermenge auf die Rentabilität auswirkt, zeigt Abbildung 5-3.



**Abbildung 5-3: Verlauf der Rentabilität des Speichersystems über der Speichergöße**

Das Minimum liegt bei 7,4 Jahren bei einer Speichergröße von 260 Litern. Somit ist auch ohne Berücksichtigung der zusätzlichen Komponenten diese Investition nicht sinnvoll.

### 5.3. Ablufttemperatur und Kühlleistung der derzeitigen Anlage

Zwar funktioniert die derzeitige Lösung für die Kühlung, jedoch ist damit keine sinnvolle Abwärmenutzung möglich, wie bereits im vorherigen Kapiteln genauer erläutert wurde. Für die Ermittlung der Ablufttemperatur wurden bereits Simulationen in Kooperation mit der FH Wels durchgeführt. Auch wurde eine Berechnung durchgeführt, um den Einfluss einzelner Parameter schnell überprüfen zu können. Diese soll sowohl die Ablufttemperatur als auch die Kühlleistung behandeln. Die gesamte Berechnung erfolgte laut VDI Wärmeatlas, auch die Stoffwerte sind von dort entnommen<sup>23</sup>.

Gegebene Größen für die Berechnung sind:

Stoffwerte für Luft bei der mittleren Temperatur  $T_{mittel} = \frac{T_{Ein} + T_{Aus}}{2}$

- Kinematische Viskosität  $\nu$
- Prandtl Zahl  $Pr$
- Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$
- Dichte  $\rho$
- Spezifische Wärmekapazität  $c$

Weitere Größen:

- Durchmesser des Rezipienten  $d_{innen}$
- Höhe einer Temperierzone  $H_{Zone}$
- Dicke des Luftspalts  $s_{Luft}$
- Volumenstrom der Luft  $V_{Punkt}$
- Wandtemperatur  $T_{Wand}$
- Lufteintrittstemperatur  $T_{LuftEin}$
- Annahme der Austrittstemperatur  $T_{LuftAusAnnahme}$

Die Luftaustrittstemperatur muss für die erste Berechnung angenommen werden, da von ihr die Stoffwerte abhängen und sie auch später zur Berechnung des Wärmestromes benötigt wird.

Für die Berechnung in erster Näherung wird der Spalt als ebener Spalt berechnet und nicht als Ringspalt. Laut VDI Wärmeatlas<sup>23</sup> gilt die Berechnung für eine turbulente Strömung ( $3 \cdot 10^4 < Re < 10^6$ ) mit einer Prandtl Zahl zwischen 0,5 und 100 wie für die Strömung durch ein Kreisrohr. Dafür wird anstelle des Rohrdurchmessers der hydraulische Durchmesser für die Berechnung herangezogen.

$$d_h = 2 * s_{Luft} \tag{11}^{23}$$

Mit diesem Durchmesser kann dann die Reynoldszahl berechnet werden. Zusätzlich wird die mittlere Geschwindigkeit der Luft benötigt, welche sich aus der Division des Volumenstromes durch den Querschnitt ergibt.

$$Re = \frac{v_{Luft} * d_h}{\nu_{Luft}} \tag{12}$$

Für die mittlere Nusselt-Zahl gilt für diese Strömung:

<sup>23</sup> Verein Deutscher Ingenieure, 2013

$$Nu_{m,T} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) * Re * Pr_{Luft}}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{\xi}{8}} * (Pr_{Luft}^{\frac{2}{3}} - 1)} * \left[1 + \left(\frac{d_h}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (13)^{24}$$

mit:

$$\xi = (1,8 * \log_{10} Re - 1,5)^{-2} \quad (14)^{24}$$

$l$  ist die Länge des Spaltes. Diese wird als mittlere Länge angenommen

$$l = \frac{d_{au\ss en} + d_{innen}}{2} * \pi \quad (15)$$

Der Außendurchmesser ist hierbei:

$$d_{au\ss en} = d_{innen} + 2 * s_{Luft} \quad (16)$$

Über die Definition der Nusselt-Zahl kann durch Umformen der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden.

$$Nu = \frac{\alpha_{Luft} * d_h}{\lambda_{Luft}} \quad (17)^{24}$$

Zusätzlich wird für die Berechnung des Wärmestromes die logarithmische Temperaturdifferenz benötigt.

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{Wand} - T_{LuftEin}) - (T_{Wand} - T_{LuftAusAnnahme})}{\ln\left(\frac{T_{Wand} - T_{LuftEin}}{T_{Wand} - T_{LuftAusAnnahme}}\right)} \quad (18)^{24}$$

Für diese Berechnung muss noch der anfangs angenommene Wert für die Luftaustrittstemperatur herangezogen werden, da der tatsächliche Wert erst später ermittelt werden kann.

Mit dieser Temperatur kann nun der Wärmestrom berechnet werden.

$$\dot{Q}_{Luft} = \alpha_{Luft} * \Delta T_{ln} * A_{Wärmeübertragung} \quad (19)$$

Die Fläche  $A_{Wärmeübertragung}$  ist die Summe aus der äußeren und inneren Zylindermantelfläche. Diese Annahme stellt eine Vereinfachung dar, da im laufenden Betrieb die Außenfläche des Luftspaltes sicherlich kälter sein wird als die Innenfläche. Für das erste Einschalten nach dem Aufheizen ist dies jedoch plausibel.

Mit dem Massenstrom  $\dot{m}_{Luft}$ , welcher aus Volumenstrom und Dichte ermittelt werden kann, lässt sich nun die tatsächliche Austrittstemperatur berechnen.

$$T_{LuftAus} = \frac{\dot{Q}_{Luft}}{\dot{m}_{Luft} * c_{pLuft}} + T_{LuftEin} \quad (20)$$

Dieser Wert muss anschließend mit dem angenommenen Wert verglichen werden und bei zu großer Abweichung ist die Berechnung iterativ zu wiederholen, bis die beiden Werte nah genug beieinander liegen.

---

<sup>24</sup> (Verein Deutscher Ingenieure, 2013)

Eine Berechnung mit typischen Werten befindet sich im Anhang der Arbeit. Bei der vorliegenden Berechnung beträgt die Ablufttemperatur 84,5 °C. Dies verdeutlicht das Problem, dass das Temperaturniveau der Luft, die zur Kühlung verwendet wird, sehr weit unter jenem der Wand liegt. Dadurch geht Potential zur Rückgewinnung verloren.

## 5.4. Wärmeübergang in der Halbroherschlange

Eine wichtige Betrachtung ist der Wärmeübergang vom Wärmeträger auf den Behälter in den Halbroherschlangen. Die Berechnung und alle verwendeten Formeln erfolgen nach VDI Wärmeatlas Kapitel G3.<sup>25</sup>

In einer spiralförmigen Halbroherschlange erfolgt der Umschlag auf turbulente Strömung später als bei einer geraden Rohrströmung, da die überlagerte Spiralbewegung entstehende Wirbel länger wegämpft und somit den Übergang zur turbulenten Strömung zu höheren Reynoldszahlen verschiebt.<sup>25</sup>

Für die Ermittlung der kritischen Reynoldszahl wird der mittlere Krümmungsdurchmesser  $D$  benötigt.

$$D = D_w * \left[ 1 + \left( \frac{h}{\pi * D_w} \right)^2 \right] \quad (21)^{25}$$

$$D_w = \sqrt{D_s^2 - \left( \frac{h}{\pi} \right)^2} \quad (22)^{25}$$

$D_w$  ist der mittlere Durchmesser der Wendel,  $D_s$  der mittlere Windungsdurchmesser und  $h$  die Steigung der Windungen. Da es sich bei den Halbrohren nicht um einen kreisförmigen Querschnitt handelt wird für  $d$  der hydraulische Durchmesser verwendet. Dieser ist ein Vergleichswert für nicht kreisrunde Rohre, und stellt den Durchmesser eines strömungstechnisch äquivalenten Rohres dar. Berechnet wird dieser aus dem Vierfachen des Verhältnisses von Strömungsquerschnitt und benetztem Umfang.

$$d_{hydraulisch} = 4 * \frac{A_{Strömung}}{l_{Umfang}} \quad (23)^{25}$$

Der hydraulische Durchmesser wird für die gesamte Berechnung anstelle des Innendurchmessers  $d$  eines Rohres verwendet.

Der verschobene Umschlagpunkt berechnet sich schließlich nach folgender Formel:

$$Re_{krit} = 2300 * \left[ 1 + 8,6 * \left( \frac{d}{D} \right)^{0,45} \right] \quad (24)^{25}$$

Der Zustand der Strömung hat einen sehr großen Einfluss auf die Wärmeübertragung. Deshalb gibt es drei Bereiche, die unterschieden werden müssen. Neben dem laminaren und dem turbulenten Bereich existiert ein Übergangsbereich. Dieses liegt zwischen der kritischen Reynoldszahl und einer Reynoldszahl von  $2,2 * 10^4$ . Darunter ist mit einer laminaren Strömung zu rechnen, darüber liegt eine garantierte turbulente Strömung vor.

Da ein möglichst großer Wärmeübergang gewünscht wird, wird eine turbulente Strömung benötigt. Für diesen Bereich berechnet sich die Nusselt-Zahl wie folgt:

<sup>25</sup> Verein Deutscher Ingenieure, 2013

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} * Re * Pr}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{\xi}{8}} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} * \left(\frac{Pr}{Pr_W}\right)^{0,14} \quad (25)^{26}$$

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 0,03 * \left(\frac{d}{D}\right)^{0,5} \quad (26)^{26}$$

Dabei ist  $Pr$  die Prandtl-Zahl des Wärmeträgers bei der mittleren Temperatur,  $Pr_W$  die Prandtl-Zahl bei Wandtemperatur und  $Re$  die tatsächliche Reynoldszahl. Ferner wird die Hilfsgröße  $\xi$  benötigt. Die genannte Definition der Nusselt-Zahl gilt für Prandtl-Zahlen zwischen 2 und 5 mit einer Genauigkeit von  $\pm 15\%$ . Das verwendete Thermoöl liegt zwar teilweise außerhalb dieser Spezifikation, jedoch wird dieser eventuelle Fehler für eine Abschätzung in Kauf genommen.

Der weitere Verlauf der Berechnung ist ident mit jenem aus Kapitel 5.3. Die vollständige Berechnung des Wärmeüberganges beim Aufheizen befindet sich im Anhang.

Für einen Volumenstrom von  $9 \text{ m}^3/\text{h}$ , einer Rezipiententemperatur von  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ , einer Öl Ein- bzw. Austrittstemperatur von  $345 \text{ }^\circ\text{C}$  bzw.  $335 \text{ }^\circ\text{C}$  und den geometrischen Abmessungen der Anlage ergibt sich ein Wärmeübergangskoeffizient von  $5255 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Dieser hohe Wert ist für die Anlage sehr gut, da dadurch beim Aufheizen die Wärme gut an den Rezipienten übertragen werden kann und beim Kühlprozess eine geringe Temperaturdifferenz ausreicht, um die Wärme wegekühlen zu können. Dadurch liegt die Wärmeträgertemperatur sehr nahe an der Prozesstemperatur und durch das hohe Temperaturniveau kann das Ziel der Energierückgewinnung bestmöglich erfüllt werden.

## 6. Sensorik

Das Thema Sensorik stellt in dieser Arbeit einen sehr großen und auch schwierigen Aufgabenbereich dar. Die benötigten Bereiche sind dabei die Messung von Temperatur, Durchfluss, Druck und Füllstand. Für die Auswahl der Sensorik, ist die hohe Temperatur das entscheidende Kriterium. Darüber hinaus ist die große Anzahl der benötigten Sensoren aufgrund der vier getrennten Kreisläufe ein weiteres Problem, welches auch in den Kosten im Gegensatz zu einem Aufbau aus nur einem Kreislauf Ausdruck findet.

### 6.1. Temperatur

Die Messung der Temperatur ist bei dieser Anwendung die einfachste. Zur Messung der Temperatur wurden Typ K Thermoelemente vorgesehen, da diese bereits für andere Messungen an der Anlage verwendet werden. Diese liefern ein temperaturabhängiges Spannungssignal, welches an einem analogen Steuerungseingang aufgenommen werden kann. Der Einbau in das System erfolgt für die Messung in den Rohren mit selbst hergestellten Einschweißhülsen, da die Standardgrößen im Verhältnis zu den verwendeten DN 25 Rohre viel zu groß sind. Am Austritt des Erhitzers wird ein Thermoelement mit Einschraubtauchhülse und einem Messkopf verwendet. Dieses wird vom Erhitzerhersteller mitgeliefert. Eine zusätzliche Messstelle befindet sich an der Oberfläche der Heizstäbe. Diese wird dazu verwendet, die Filmtemperatur des Öles noch besser überwachen zu können. Diese Art der Filmtemperaturüberwachung ist laut DIN 4754 jedoch zu unsicher und somit nur eine zusätzliche Absicherung und keine ausreichende Lösung. Für die Serienproduktion kann auf diese Messstelle verzichtet werden, für die Prototypenanlage ist sie jedoch äußerst hilfreich.

---

<sup>26</sup> (Verein Deutscher Ingenieure, 2013)

## 6.2. Druck

Der Druck im Ausdehnungsgefäß und im Rücklauf der einzelnen Kreisläufe muss laut DIN 4754 überwacht und am Bedienungsstand angezeigt werden. Für den gewünschten Betriebszustand mit einer Öltemperatur von 350 °C gibt es keine Drucksensoren, deren Betrieb bei dieser Temperatur ohne teures Zubehör zulässig ist. Die meisten Drucksensoren im günstigeren Preisbereich halten Temperaturen zwischen 80 und 100 °C stand. Um diese trotzdem verwenden zu können, wird eine Kühlstrecke benötigt. Diese gibt es als optionales Zubehör bei den meisten Anbietern mitzukaufen und bestehen aus einem kurzen Zwischenstück mit großer Oberfläche, in welchem das Medium steht und somit abkühlt, damit an der Messmembran des Sensors die Temperatur schon ausreichend niedrig ist.

Eine andere Möglichkeit ist die Verwendung eines Druckmittlers mit einem Kapillarrohr. Dieser besitzt eine Membran, die das zu messende Medium vollkommen vom Sensor trennt. Das Kapillarrohr zwischen der Membran des Druckmittlers und der Messmembran wird bei der Produktion evakuiert und anschließend mit einem Silikonöl befüllt. Diese Variante bietet den großen Vorteil, dass die Elektronik des Sensors räumlich nicht in der Nähe der Messstelle liegen muss. Dort kann es nämlich zu hohen Umgebungstemperaturen kommen. Die zulässige Umgebungstemperatur liegt meist in einem Bereich von 60 bis 80 °C, da die Elektronik sonst Schaden nehmen würde. Besonders in Bereichen, in denen das Isolieren schwierig ist und man somit mit großen Abwärmern rechnen muss, kann das ein entscheidender Vorteil sein. Dies ist zum Beispiel beim Pumpengehäuse der Fall. Der Nachteil dieser Lösung ist der Preis, da diese Systeme in der Produktion aufwendiger sind. Bei den vier benötigten Stück handelt es sich bereits um ein Ausschlusskriterium.

Eine weitere Möglichkeit, ähnlich der Verwendung eines Kühlstückes, ist die Abzweigung eines Rohres, an dessen Ende der Drucksensor sitzt. Dieses wird nicht vom Medium durchströmt und das stehende Medium kühlt bis zum Messumformer so weit ab, dass der Sensor nicht beschädigt wird. Die Abzweigung sollte dabei so erfolgen, dass die Rohrleitung entlüftet werden kann, beziehungsweise selbstentlüftend ist. Auch wenn ein Luftpolster vor dem Sensor eine sehr gute Temperaturentkoppelung ermöglichen und somit die benötigte Länge der Kühlstrecke deutlich verkürzen würde, stellt Sauerstoff im System eine Gefahr dar, da das Öl bei seiner maximalen Gebrauchstemperatur bereits über dem Flammpunkt betrieben wird und es somit bei Vorhandensein einer Zündquelle zu einer Entzündung in der Rohrleitung kommen kann. Bei dieser Lösung können sehr preiswerte Sensoren verwendet werden.

Die Messung im Ausdehnungsgefäß erfolgt ähnlich, da auch hier über eine lange Rohrleitung eine Kühlstrecke realisiert werden kann. Hier besteht jedoch der Unterschied, dass der Druck des Stickstoffpolsters gemessen wird. Der Sensor kann jedoch prinzipiell der gleiche sein.

## 6.3. Füllstand

Der Füllstand im Ausdehnungsgefäß muss überwacht werden und im Falle des Unterschreitens eines unteren Grenzwertes muss die Beheizung der Anlage abgeschaltet und verriegelt werden. Für die Füllstandsicherung gibt es eine eigene Teilnorm, die DIN 4754-3. Eine kontinuierliche Messung ist nicht nötig. Die Temperatur im Ausdehnungsgefäß kann nicht vorausgesagt werden. Prinzipiell existiert keine Strömung im Ausdehnungsgefäß, außer jene Ausgleichsbewegung aufgrund einer Temperaturänderung. Beim Aufheizen wird jedoch heißes Öl direkt aus dem Kreislauf in den Ausgleichsraum bewegt. Die DIN 4754-3 schreibt in diesem Fall vor, dass die Füllstandsmessung für die maximal auftretende Vorlauftemperatur auszulegen ist. Somit sind viele Messprinzipien nicht mehr zulässig, auch wenn sie in der Praxis einwandfrei funktionieren würden. Das ausgewählte Prinzip ist die Messung mittels eines Schwimmerschalters. Bei diesen ist darauf zu achten, dass keine Reed-Kontakte verwendet werden, da diese laut DIN 4754 nicht zulässig sind. Eine Begründung für diese Unzulässigkeit fehlt jedoch in der Norm, auch diverse Hersteller von Füllstandssensoren konnten keinen nachvollziehbaren Grund erkennen. Gewählt wurde ein Schwimmerschalter der Firma Fischer Messtechnik. Dieser wurde speziell für die Anforderungen der DIN 4754-3 entwickelt und kann ohne zusätzlichen Aufwand verbaut werden. Da die einzelnen Kreisläufe

außerdem ein gemeinsames Ausdehnungsgefäß besitzen, wird nur ein Füllstandsensor benötigt, sodass die Kosten von untergeordneter Bedeutung sind. Gemäß den durchgeführten Recherchen ist dies der einzige Sensor, der für so hohe Temperaturen zugelassen ist.

## 6.4. Durchfluss

Um ein Überschreiten der zulässigen Filmtemperatur im Erhitzer zu vermeiden, muss in der Anlage ausreichend Durchfluss stattfinden. Die Filmtemperatur muss für gegebene Betriebszustände berechnet werden und während des Betriebes muss sichergestellt werden, dass der in der Berechnung zugrundeliegende Durchflusswert nicht unterschritten wird. Laut Norm ist somit gar keine kontinuierliche Durchflussmessung notwendig, sondern nur eine Überwachung. Die Teilnorm DIN 4754-2 behandelt das Thema Durchflussüberwachung in Wärmeübertragungsanlagen. Für den Prototyp der Anlage wird jedoch bewusst eine abweichende Lösung realisiert. Die Norm schreibt vor, dass zwei Schaltpunkte existieren müssen, einer für die Freigabe einer Minderleistung des Erhitzers, ein zweiter für die volle Leistung. Von der Firma Fischer Messtechnik gibt es auch für diese Norm einen speziell entwickelten Schalter, jedoch liefert dieser nur die zwei benötigten Schaltpunkte. Dies ist einerseits bei der neuen Erprobung des Systems nachteilig, da kein tatsächlicher Durchflusswert an der Steuerung vorhanden ist. Außerdem ist es zielführend, wenn nach Beenden des Aufheizvorganges, der Durchfluss abgesenkt werden kann, um die Pumpenleistung reduzieren zu können. Dadurch kann zusätzliche Energie eingespart werden.

Die Auswahl eines Systems zur Erfassung des Durchflusses stellte die größte Herausforderung dar. Zwar existieren eine Vielzahl an Messprinzipien, jedoch sind viele nicht für so hohe Temperaturen geeignet oder für Rohrgröße DN25 nicht verfügbar.

Ein weiteres Problem bei den technisch passenden Systemen ist der teils sehr hohe Preis. Die vertrauenswürdige Auswahl von Komponenten wurde darüber hinaus durch die sehr widersprüchlichen Aussagen einzelner Lieferanten im persönlichen Gespräch im Zuge der Recherche erschwert.

Allen Messprinzipien ist gemeinsam, dass die Strömung im Bereich der Messung vollkommen entwickelt sein soll und es auch nicht durch vorgelagerte Bögen, Pumpen, Ventile oder ähnliches zu Störungen wie Verwirbelungen kommt. Dafür wird eine gerade Einlaufstrecke oder ein Strömungsgleichrichter benötigt.

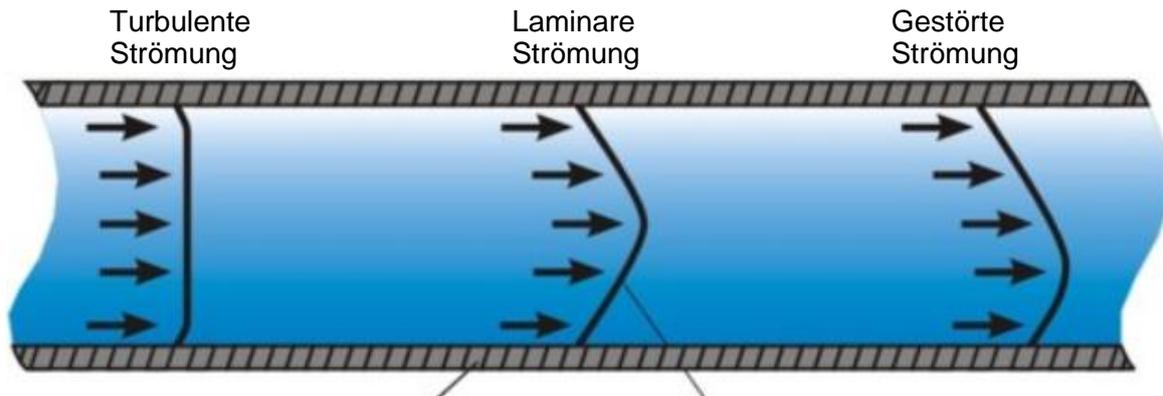
Problematisch bei der Auswahl des geeignetsten Messprinzips ist auch der sehr große Bereich der kinematischen Viskosität des ausgewählten Öles. Bei 20 °C liegt diese bei 98 mm<sup>2</sup>/s bei 350 °C nur noch bei 0,42 mm<sup>2</sup>/s. Der untere Bereich ist für das Anfahren der Anlage relevant, in diesem Bereich muss die Messung einen Wert liefern, um die Beheizung freizugeben, auch wenn in diesem Bereich keine besonders hohe Genauigkeit gefordert ist.

Im folgenden Abschnitt werden die einzelnen betrachteten Messprinzipien kurz vorgestellt und die Vor- und Nachteile erläutert.

### 6.4.1. Schaufelrad:

Der Schaufelraddurchflussmesser arbeitet vom Prinzip wie ein altes Wasserrad. Ein Teil des Schaufelrades ragt in die Strömung und wird somit vom Fluid in Bewegung gesetzt.

Da die Schaufeln in radialer Richtung nur ein Stück in die Strömung reichen, ist es für die vorzunehmende Messung sehr wichtig, dass die Strömung vollkommen turbulent und entwickelt ist. Abbildung 6-1 zeigt den Unterschied zwischen einer turbulenten, einer laminaren und einer gestörten Strömung.



**Abbildung 6-1: Strömungsarten einer Rohrströmung<sup>27</sup>**

Taucht der Schaufelraddurchflussmesser jetzt von oben in die Strömung ein, führt eine laminare Strömung zu einem Messfehler, da das Schaufelrad die Geschwindigkeit im oberen Bereich aufnimmt, diese aber nicht der mittleren Geschwindigkeit entspricht. Auch eine Störung in der Strömung durch etwaige Einbauten oder Rohrbögen kann zu einem Fehler führen, wie man im rechten Teil der Abbildung erkennen kann. Die Turbulenz einer Strömung kann mithilfe der Reynoldszahl bestimmt werden. Ab einer Reynoldszahl von 4000 liegt laut Herstellern eine vollkommen entwickelte turbulente Strömung für den Schaufelradsensor vor<sup>27</sup>. Jedoch ist auch unterhalb der vorgeschriebenen Reynoldszahl eine Messung möglich, wenn auch mit verminderter Genauigkeit. Dies ist ein sehr großer Vorteil dieses Messprinzips.

Auf der medienabgewandten Seite befindet sich ein induktiver Aufnehmer, der die vorbeibewegten Flügel des Schaufelrades zählt und somit auf die Drehzahl des Schaufelrades und auf die Geschwindigkeit des Fluids schließen kann. Laut Hersteller des gelieferten Sensors bildet auch dieser induktive Aufnehmer eine Grenze für den messbaren Volumenstrom. Wenn die Geschwindigkeit der einzelnen Schaufeln zu gering wird, werden diese nicht mehr vollständig erfasst und es kann zu Ausfällen und Fehlern der Messung kommen. Der Aufnehmer erkennt die Schaufeln auch durch eine Wand hindurch, dadurch ist im Rohr keine Öffnung und folglich auch keine Abdichtung nötig.

Abbildung 6-2 zeigt die sich einstellenden Reynoldszahlen bei den möglichen Betriebszuständen. Die kinematische Viskosität ist nur von der Temperatur abhängig und wird für die einzelnen Werte aus dem Datenblatt entnommen. Der grüne Bereich zeigt Reynoldszahlen größer oder gleich 4000, also den Bereich, in dem die Messung sehr gut funktioniert. Die roten Felder sind jene Zustände, in denen die Reynoldszahl kleiner 4000 ist. Der gelbe Bereich zeigt den Bereich der laut Hersteller nicht mehr messbar ist aufgrund der geringen Geschwindigkeit der Schaufeln, die dann vom Induktivaufnehmer nicht mehr sicher erkannt werden. Die untere Grenze liegt laut Hersteller bei 22 l/min (=1,32 m<sup>3</sup>/h). Der Innendurchmesser des Rohres für diese Berechnung beträgt 29,7 mm.

<sup>27</sup> Vgl. McDowell, 2019

		Volumenstrom in m <sup>3</sup> /h																									
		1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	11	11	12	12	13	13	
Temperatur in °C	20	61	121	182	242	303	363	424	484	545	605	666	727	787	848	908	969	1029	1090	1150	1211	1271	1332	1393	1453	1514	1574
	30	119	239	358	477	597	716	835	955	1074	1193	1313	1432	1551	1671	1790	1910	2029	2148	2268	2387	2506	2626	2745	2864	2984	3103
	40	176	352	528	704	880	1176	1371	1567	1763	1959	2155	2351	2547	2743	2939	3135	3331	3527	3723	3919	4114	4310	4506	4702	4898	5094
	50	237	473	709	945	1181	1517	1753	1989	2225	2461	2697	2933	3169	3405	3641	3877	4113	4349	4585	4821	5057	5293	5529	5765	6001	6237
	60	300	600	900	1200	1500	1950	2325	2700	3075	3450	3825	4200	4575	4950	5325	5700	6075	6450	6825	7200	7575	7950	8325	8700	9075	9450
	70	363	726	1089	1452	1815	2420	2850	3280	3710	4140	4570	5000	5430	5860	6290	6720	7150	7580	8010	8440	8870	9300	9730	10160	10590	11020
	80	426	852	1278	1704	2130	2840	3360	3880	4400	4920	5440	5960	6480	7000	7520	8040	8560	9080	9600	10120	10640	11160	11680	12200	12720	13240
	90	489	978	1467	1956	2445	3260	3870	4480	5090	5700	6310	6920	7530	8140	8750	9360	9970	10580	11190	11800	12410	13020	13630	14240	14850	15460
	100	552	1104	1656	2208	2760	3680	4320	4960	5600	6240	6880	7520	8160	8800	9440	10080	10720	11360	12000	12640	13280	13920	14560	15200	15840	16480
	110	615	1230	1845	2460	3075	4100	4800	5500	6200	6900	7600	8300	9000	9700	10400	11100	11800	12500	13200	13900	14600	15300	16000	16700	17400	18100
	120	678	1356	2034	2712	3390	4520	5280	6040	6800	7560	8320	9080	9840	10600	11360	12120	12880	13640	14400	15160	15920	16680	17440	18200	18960	19720
	130	741	1482	2223	2964	3705	4940	5760	6580	7400	8220	9040	9860	10680	11500	12320	13140	13960	14780	15600	16420	17240	18060	18880	19700	20520	21340
	140	804	1608	2412	3216	4020	5360	6240	7120	8000	8880	9760	10640	11520	12400	13280	14160	15040	15920	16800	17680	18560	19440	20320	21200	22080	22960
	150	867	1734	2598	3462	4326	5760	6680	7600	8520	9440	10360	11280	12200	13120	14040	14960	15880	16800	17720	18640	19560	20480	21400	22320	23240	24160
	160	930	1860	2796	3732	4668	6240	7200	8160	9120	10080	11040	12000	12960	13920	14880	15840	16800	17760	18720	19680	20640	21600	22560	23520	24480	25440
	170	993	1986	2976	3966	4956	6640	7640	8640	9640	10640	11640	12640	13640	14640	15640	16640	17640	18640	19640	20640	21640	22640	23640	24640	25640	26640
	180	1056	2112	3168	4224	5280	7080	8100	9120	10140	11160	12180	13200	14220	15240	16260	17280	18300	19320	20340	21360	22380	23400	24420	25440	26460	27480
	190	1119	2238	3357	4476	5595	7520	8560	9600	10640	11680	12720	13760	14800	15840	16880	17920	18960	20000	21040	22080	23120	24160	25200	26240	27280	28320
	200	1182	2364	3546	4728	5910	7960	9040	10120	11200	12280	13360	14440	15520	16600	17680	18760	19840	20920	22000	23080	24160	25240	26320	27400	28480	29560
	210	1245	2490	3735	4980	6225	8400	9500	10600	11700	12800	13900	15000	16100	17200	18300	19400	20500	21600	22700	23800	24900	26000	27100	28200	29300	30400
220	1308	2616	3924	5232	6540	8840	9960	11080	12200	13320	14440	15560	16680	17800	18920	20040	21160	22280	23400	24520	25640	26760	27880	29000	30120	31240	
230	1371	2742	4116	5424	6732	9160	10280	11400	12520	13640	14760	15880	17000	18120	19240	20360	21480	22600	23720	24840	25960	27080	28200	29320	30440	31560	
240	1434	2874	4302	5616	6930	9480	10620	11760	12900	14040	15180	16320	17460	18600	19740	20880	22020	23160	24300	25440	26580	27720	28860	30000	31140	32280	
250	1497	2976	4446	5772	7098	9640	10800	11960	13120	14280	15440	16600	17760	18920	20080	21240	22400	23560	24720	25880	27040	28200	29360	30520	31680	32840	
260	1560	3096	4596	5952	7308	9920	11100	12280	13460	14640	15820	17000	18180	19360	20540	21720	22900	24080	25260	26440	27620	28800	29980	31160	32340	33520	
270	1623	3216	4752	6108	7464	10160	11360	12560	13760	14960	16160	17360	18560	19760	20960	22160	23360	24560	25760	26960	28160	29360	30560	31760	32960	34160	
280	1686	3336	4902	6264	7620	10360	11580	12780	13980	15180	16380	17580	18780	19980	21180	22380	23580	24780	25980	27180	28380	29580	30780	31980	33180	34380	
290	1749	3456	5052	6420	7776	10560	11800	13000	14200	15400	16600	17800	19000	20200	21400	22600	23800	25000	26200	27400	28600	29800	31000	32200	33400	34600	
300	1812	3576	5202	6576	7932	10760	12020	13220	14420	15620	16820	18020	19220	20420	21620	22820	24020	25220	26420	27620	28820	30020	31220	32420	33620	34820	
310	1875	3696	5352	6732	8088	10960	12240	13440	14640	15840	17040	18240	19440	20640	21840	23040	24240	25440	26640	27840	29040	30240	31440	32640	33840	35040	
320	1938	3816	5502	6888	8244	11160	12400	13600	14800	16000	17200	18400	19600	20800	22000	23200	24400	25600	26800	28000	29200	30400	31600	32800	34000	35200	
330	2001	3936	5652	7044	8400	11360	12620	13820	15020	16220	17420	18620	19820	21020	22220	23420	24620	25820	27020	28220	29420	30620	31820	33020	34220	35420	
340	2064	4056	5802	7200	8556	11560	12840	14040	15240	16440	17640	18840	20040	21240	22440	23640	24840	26040	27240	28440	29640	30840	32040	33240	34440	35640	
350	2127	4176	5952	7356	8712	11760	13060	14260	15460	16660	17860	19060	20260	21460	22660	23860	25060	26260	27460	28660	29860	31060	32260	33460	34660	35860	

Abbildung 6-2: Reynoldszahlen für verschiedene Betriebszustände beim Schaufelradsensor  
Quelle: eigene Abbildung

### 6.4.1.1. Betrachtung des Bereiches für Reynoldszahlen kleiner 4000

Der Bereich mit Reynoldszahlen unter 4000 ist laut Hersteller aufgrund der potentiell laminaren Strömung nicht zur Messung geeignet. Aus diesem Grund wird das Strömungsprofil der sich einstellenden Strömung betrachtet, um eine Aussage zur Funktion des Sensors treffen zu können.

Bei der Strömung handelt es sich um eine Hagen-Poiseuillesche Rohrströmung, dieser liegen folgende Annahmen zugrunde:<sup>28</sup>

- stationäre, drallfreie und rotationssymmetrische Strömung
- inkompressibles Newtonsches Fluid
- entwickelte Strömung
- die Wände sind für das Fluid undurchlässig
- Volumenkräfte werden vernachlässigt

Aus der Kontinuitätsgleichung und den Impulsgleichungen in Längsrichtung (z) und Radialrichtung (r) ergibt sich das folgende Strömungsprofil:

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} * \frac{dp}{dz} * R^2 * \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \quad (27)^{29}$$

<sup>28</sup> Vgl. Brenn & Meile, 2015

<sup>29</sup> Vgl. Brenn & Meile, 2015

$\frac{dp}{dz}$  ist dabei der Druckverlust und ist eine Konstante,  $\mu$  die dynamische Viskosität, ein Stoffwert der abhängig von der Temperatur ist und aus dem Datenblatt entnommen werden kann,  $r$  der Abstand von der Rohrmitte und  $R$  der Innenradius des Rohres.

Bei einer turbulenten Strömung mit einem Volumenstrom von 22 l/min, was die untere Grenze laut Hersteller darstellt, herrscht im Rohr eine mittlere Geschwindigkeit von 0,53 m/s. Dies ist also die Geschwindigkeit, bei der der induktive Aufnehmer ein Signal liefert. Wenn die Strömungsgeschwindigkeit 3 mm von Rand herein im Rohr vorherrscht, kann somit sicher angenommen werden, dass auch das Schaufelrad sich mit mindestens dieser Geschwindigkeit bewegt. Aus Gleichung ( 27 ) kann man somit die Konstante  $\frac{dp}{dz}$  berechnen.

$$u(R - 3 \text{ mm}) = 0,53 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Die mittlere Geschwindigkeit berechnet sich dann nach folgender Formel

$$u_m = \frac{1}{8\mu} * \frac{dp}{dz} * R^2 \quad ( 28 )^{29}$$

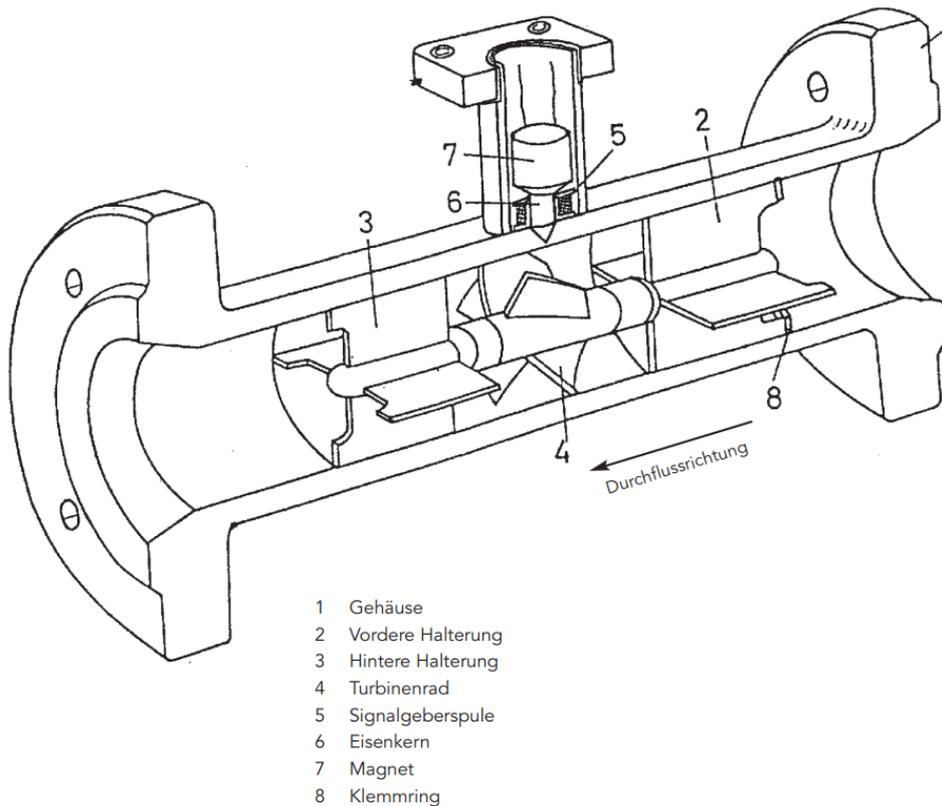
Mit dem bereits berechneten Wert von  $\frac{dp}{dz}$  ergibt sich dadurch mit der Viskosität für 20 °C eine mittlere Geschwindigkeit von 0,73 m/s. Der Volumenstrom beträgt also 1,82 m<sup>3</sup>/h. Somit kann ab diesem Wert auch bei laminarer Strömung bei 20 °C ein Durchfluss erkannt werden. Der Fehler, der sich ergibt, liegt in diesem Zustand bei 27,5 %, da aber der Sensor weniger Volumenstrom erkennt als tatsächlich herrscht, stellt das keine Sicherheitsgefahr für die Anlage dar, da durch die höhere Geschwindigkeit die Wärme im Erhitzer besser übergeben werden kann und die zulässige Filmtemperatur somit nicht überschritten wird.

Die genaue Berechnung befindet sich ebenfalls im Anhang.

Der Preis für diesen Sensor für einen Messbereich von 22 bis 220 l/min in der Größe DN25 liegt mit allen benötigten Elektronikbauteilen bei etwa 2000 €.

#### 6.4.2. Messturbine:

Die Messturbine ist vom Prinzip sehr ähnlich wie der Schaufelraddurchflussmesser. Der Unterschied liegt darin, dass hier der sich drehende Teil inmitten der Strömung befindet und nicht nur ein Stück von einer Seite eintaucht. Dadurch wird der vorhandene Querschnitt stärker reduziert und es kommt zu höheren Geschwindigkeiten und auch zu größeren Druckverlusten.

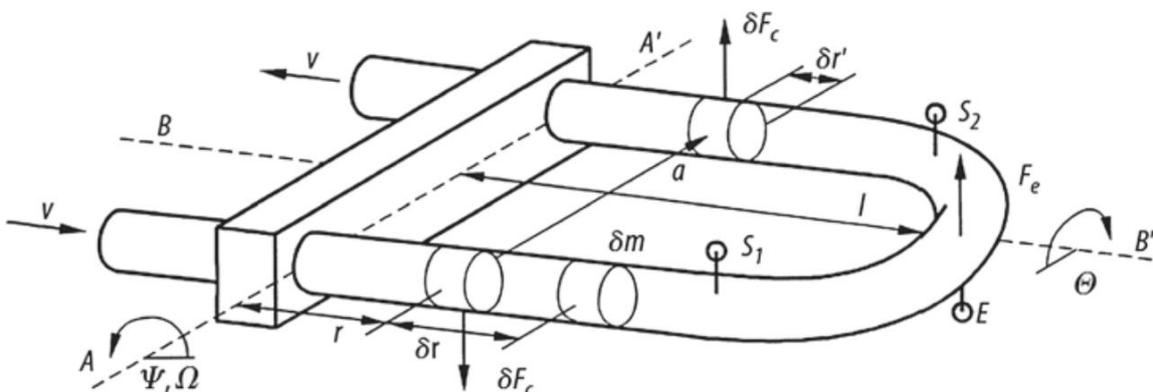


**Abbildung 6-3: Beispielhafter Aufbau einer Messturbinen<sup>30</sup>**

Preislich waren die Angebote für Messturbinen deutlich höher als für Schaufelraddurchflussmesser, weshalb diese nicht verwendet werden. Technisch würden sie aber alle Voraussetzungen erfüllen.

### 6.4.3. Coriolis:

Das Prinzip des Coriolisdurchflussmessers ist das Auftreten einer Corioliskraft auf ein Masseteilchen durch Überlagerung einer rotatorischen und translatorischen Bewegung. Abbildung 6-4 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Coriolis-Massedurchflussmessers



**Abbildung 6-4: Prinzipieller Aufbau eines Coriolis-Massedurchflussmessers<sup>31</sup>**

Das U-Rohr wird zur Messung in eine Schwingung um die Achse A-A' versetzt. Somit erfahren die Masseteilchen  $\delta m$  eine Rotations- und eine Translationsbewegung und es tritt eine

<sup>30</sup> Vgl. Kracht GmbH, 2019

Corioliskraft auf. Ein Fluidteilchen im Einlaufbereich bewegt sich von der Rotationsachse weg und wandert somit auf eine Kreisbahn mit größerem Radius. Da dadurch die laterale Geschwindigkeitskomponente wächst, muss eine Kraft auf das Masseteilchen wirken, die diese Geschwindigkeitsänderung hervorruft. Bei einer Aufwärtsbewegung des U-Rohres bedeutet das eine nach oben gerichtete Kraft auf das Masseteilchen und die entgegengerichtete Kraft auf das Messrohr. Im Auslaufschenkel wirken die Kräfte aufgrund der Strömungsrichtung zur Schwingungsachse in die entgegengesetzte Richtung, sind aber betragsmäßig ident mit der Einlaufseite. Dieses Kräftepaar erzeugt nun eine Verdrehung des U-Rohres um eine Achse  $B-B'$ . Durch diese Verdrehung entsteht eine Phasenverschiebung zwischen der Ein- und Auslaufseite und dadurch auch eine Differenz in den nulldurchgangszeiten, welche mithilfe der Sensoren  $S_1$  und  $S_2$  gemessen werden kann. Typische Zeitdifferenzen liegen dabei zwischen 10 ns und 120  $\mu$ s. Für  $S_1$  und  $S_2$  werden meist elektrodynamische Sensoren verwendet.<sup>31</sup>

Zusammenfassend bietet dieses Messverfahren folgende Vorteile:<sup>31</sup>

- direkte Messung des Massestromes und nicht nur des Volumenstromes
- sehr genaues Messverfahren
- Messergebnis ist unabhängig von Dichte, Temperatur, Viskosität und elektrischer oder thermischer Leitfähigkeit.
- Zusätzliche Messung der Dichte möglich über die Verschiebung der Resonanzfrequenz des U-Rohres.
- keine bewegten Teile im Messrohr
- faktisch wartungsfreies System
- geringe Instandhaltungskosten und Leistungsaufnahme
- Keine besonderen Ein- und Auslaufstrecken nötig.
- Der Messeffekt ist vom Prinzip her linear.
- Auch für geringste Durchflüsse möglich.
- Bidirektionaler Durchfluss kann gemessen werden.
- Messung von aggressiven, korrosiven und verschmutzten Medien ist möglich.

Aus rein technischer Sicht ist dieses Messverfahren perfekt geeignet, doch diesen Vorteilen gegenüber steht der enorm hohe Preis. Die Angebote, welche von den Herstellern unterbreitet wurden, betragen für einen Durchflussmesser in der Größe DN25 zwischen 8 000 € und 10 000 €. Da vier Massendurchflussmesser benötigt werden würden, ist eine wirtschaftliche Realisierung nicht möglich.

#### 6.4.4. Wirbelzähler:

Ein Wirbelzähler besteht aus einem Messrohr, einem wirbelerzeugenden Staukörper, einem Wirbeldruckaufnehmer und einer elektronischen Kommunikationseinheit. Als Staukörper kommen sehr viele unterschiedliche geometrische Formen zum Einsatz.<sup>32</sup>

Das Prinzip dieses Durchflussmesser ist die Ablösung von Wirbeln hinter dem Staukörper. Diese Wirbel lösen sich abwechselnd links und rechts hinter dem Staukörper ab, die Frequenz ist dabei proportional zur Strömungsgeschwindigkeit. Hinter dem Staukörper sitzt ein Wirbeldruckaufnehmer, der die Frequenz der Wirbel in ein elektrisches Signal umwandelt. Dieser Aufnehmer kann optisch, akustisch oder mechanisch arbeiten. Mithilfe des bekannten Querschnittes kann dann der Durchfluss ermittelt werden. Das Verhältnis zwischen der Ablösefrequenz und dem Durchfluss ist der Kalibrierfaktor des Sensors.<sup>32</sup>

Eine Einschränkung im Messbereich ergibt sich aus der Ablösung der Wirbel, welche erst ab einer gewissen Reynoldszahl geschieht, theoretisch wird von Reynoldszahlen ab 1 000 gesprochen<sup>32</sup>. Diverse Hersteller geben nötige Reynoldszahlen von mindestens 5 000 an. Problematisch hierbei ist, dass sich bei Unterschreiten des kritischen Grenzwertes keine

<sup>31</sup> Vgl. Tränkler & Reindl, 2014

<sup>32</sup> Vgl. Tränkler & Reindl, 2014

Wirble mehr ablösen und somit keine Strömung erkannt wird. Somit ist ein Anfahren der Anlage bei den hohen Viskositäten bei Raumtemperatur nicht garantiert möglich, da zum Aktivieren der Erhitzer ein Durchflusssignal vorhanden sein muss. Nach oben hin ist der Messbereich nur durch den Schwingungsaufnehmer bzw. durch Resonanzfrequenzen im System beschränkt<sup>32</sup>.

Ein entscheidender Nachteil dieses Systems ist der große Druckverlust durch die große Querschnittsverengung. Die Messunsicherheit liegt im Mittelfeld der Durchflussmessgeräte, für extreme Anforderungen an Messsicherheit ist er deshalb nicht geeignet.<sup>32</sup>

Preislich liegen diese Sensoren im günstigeren Bereich bei etwa 2 000 €.

#### 6.4.5. Messblende:

Die Durchflussmessung mit einer Messblende gehört zur Gruppe der Wirkdruckverfahren und ist ein oft bewährtes Messverfahren. Es hat bis heute den wohl höchsten Verbreitungsgrad im Bereich der Durchflussmessung, auch wenn in den letzten Jahren alternative Verfahren immer beliebter werden.

Dabei wird ein durch ändern des Strömungsquerschnittes entstehender Druckverlust gemessen, welcher dann in den Volumenstrom umgerechnet werden kann. Die theoretische Grundlage dazu bildet die Bernoulli Gleichung<sup>32</sup>:

$$\frac{1}{2} * \rho * v_1^2 + m * g * h_1 + p_1 = \frac{1}{2} * \rho * v_2^2 + m * g * h_2 + p_2 \quad (29)^{32}$$

Diese beschreibt für den einfachsten Fall einer verlustfreien Strömung eines inkompressiblen Fluids, dass die Energie in einem Punkt 1 gleich der Energie in einem Punkt 2 sein muss. Handelt es sich um eine horizontale Strömung, das heißt  $h_1 = h_2$ , dann vereinfacht sich die Gleichung zu

$$\frac{1}{2} * \rho * v_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} * \rho * v_2^2 + p_2 = \textit{konstant} \quad (30)$$

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Volumenerhaltung des inkompressiblen Fluids. Das heißt, dass bei einer Querschnittsverengung im Rohr die Geschwindigkeit steigen muss, damit das gleiche Volumen pro Zeit durchfließt. Aus Gleichung ( 30 ) kann man erkennen, dass eine querschnittsbedingte Geschwindigkeitsänderung auch eine Druckänderung herbeiführen muss. Somit kann man durch definierte Querschnitte und Messung des Differenzdruckes auf die Geschwindigkeit und somit den Volumenstrom schließen. Nach weiteren Umformungen erhält man die Form

$$v_1 = \sqrt{2 * \frac{\Delta p}{\rho} * \frac{\beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}}} \quad (31)^{33}$$

In dieser Gleichung ist erkennbar, dass der Druck und die Geschwindigkeit nicht linear zusammenhängen. Dies ist auch ein Nachteil dieser Messmethode, da bei einem Durchflussverhältnis von 1:10 bereits ein Druckverhältnis von 1:100 gemessen vorliegt und der Druckaufnehmer diesen großen Bereich abdecken muss.<sup>33</sup>

Zur Erzeugung des Wirkdruckes gibt es einige Varianten – die verbreitetste ist die Messblende. Aber auch Venturirohre, diverse Düsen, Staurohre, Staugitter und noch andere finden Anwendung<sup>33</sup>. Die Messung des Differenzdruckes kann mit Standarddifferenzdrucktransmittern erfolgen.

<sup>33</sup> Vgl. Tränkle & Reindl, 2014

Abbildung 6-5 zeigt das Prinzip der Wirkdruckmessung bei Verwendung einer Messblende. Im unteren Teil des Bildes ist der Druckverlauf in der Strömung dargestellt, inklusive dem bleibenden Druckverlust, der bei diesem Verfahren immer auftritt.

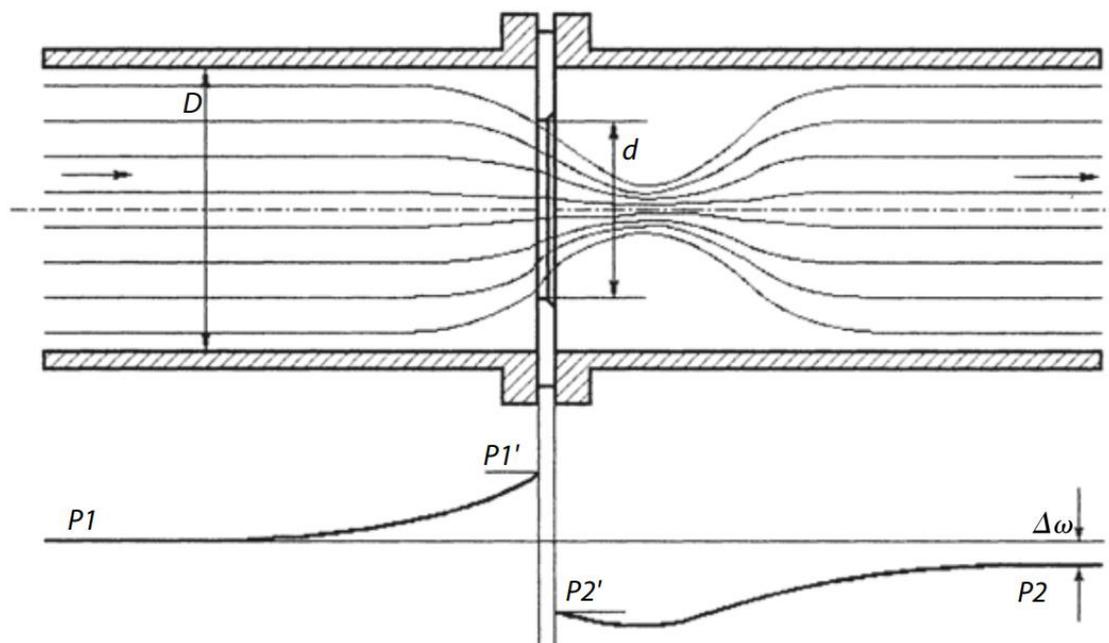


Abbildung 6-5: Prinzip der Blendenmessung <sup>33</sup>

Aus folgenden Gründen wurde diese Variante nicht in der Konstruktion berücksichtigt:

- Der Preis liegt im Durchschnitt der Angebote bei etwa 3 500 € für die gesamte Messeinheit und somit über dem Schaufelraddurchflussmesser.
- Die Anforderungen an die Einlaufstrecken sind höher als bei anderen betrachteten Verfahren.
- Zum Verhalten bei großen Viskositätsunterschieden wurden von Mitarbeitern unterschiedlicher Firmen sehr unterschiedliche Aussagen gemacht. Einige rieten ganz stark von der Verwendung ab, da besonders das Anlaufverhalten bei Raumtemperatur und der damit verbundenen hohen Viskosität und gleichzeitig geringen Volumenströmen nicht garantiert werden kann.
- Der Aufbau inklusive Verrohrung des Differenzdrucktransmitters und einem eventuell vorhandenen Ventilblock benötigt einiges an zusätzlichem Platz und ist nicht so robust wie andere Verfahren, die sehr kompakt gebaut werden können.

## 7. Ausgeführte Konstruktion

In diesem Kapitel soll die ausgeführte Konstruktion kurz vorgestellt und deren Besonderheiten und Schwachstellen genauer beschrieben werden.

### 7.1. Übersicht der Konstruktion

Die Endversion der ausgeführten Konstruktion basiert auf einem Hubgerüst, an dem sämtliche Komponenten der Anlage befestigt sind. Dadurch bewegt sich alles gemeinsam mit dem Rezipienten. Dies ermöglicht, dass das Grundgerüst nicht verändert werden muss. Der Bauraum in seitlicher Richtung und nach hinten ist etwas zu erhöhen. Da die Hallenhöhen vieler Kunden keine höheren Anlagen zulassen, ist jedoch die derzeitige Gesamthöhe der Anlage einzuhalten. Der gesamte Oberteil der Anlage wird dann mit einer gemeinsamen Hülle verkleidet.

Der Unterteil der Anlage wird von der bestehenden Anlage übernommen. Dazu gehören das gesamte Gestell und der Unterteil des Rezipienten inklusive Stromdurchführung, Thermoelementdurchführung und Chargiergestell.

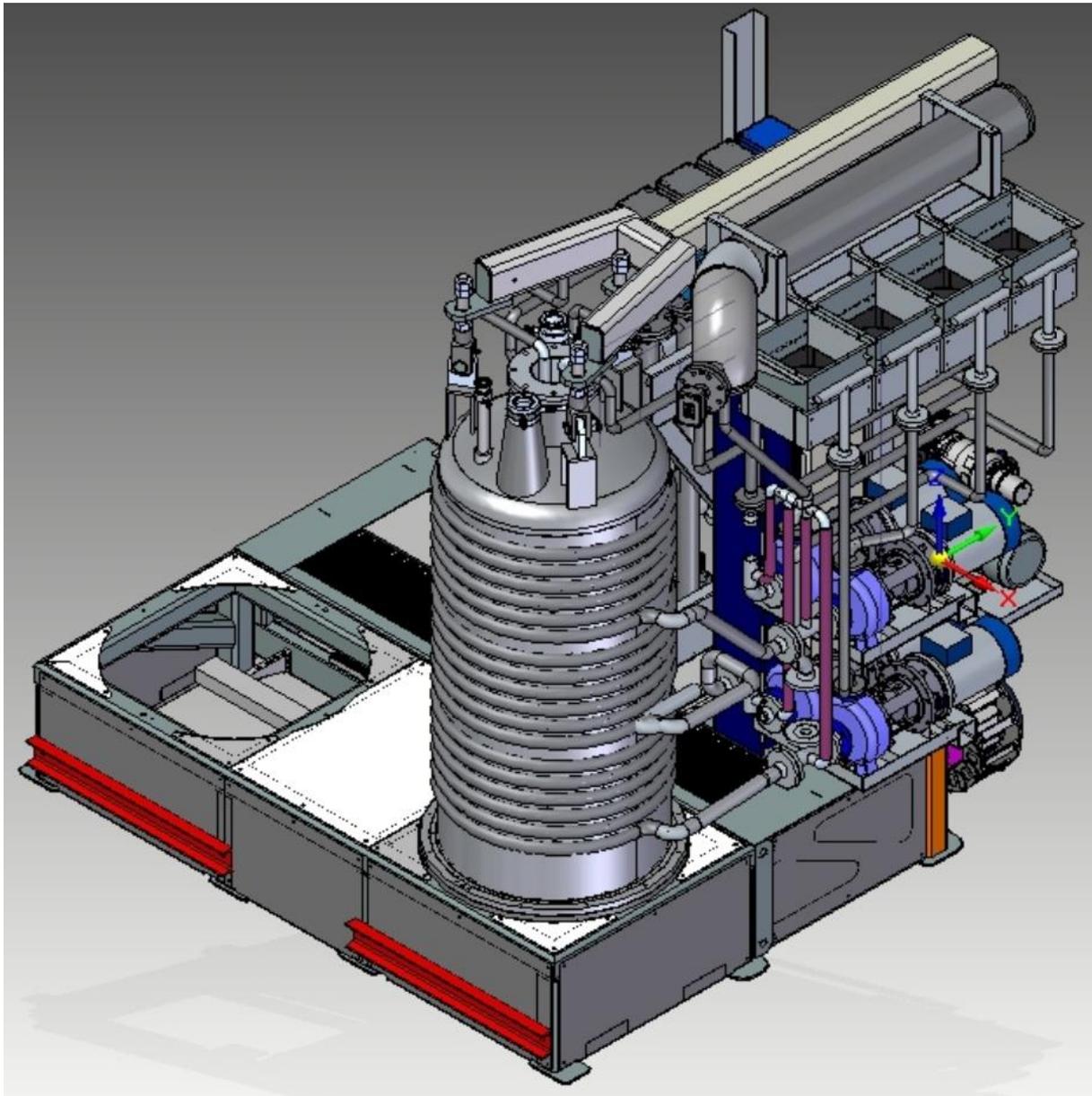


Abbildung 7-1: Überblick des 3D Modells der ausgeführten Konstruktion

### 7.1.1. Pumpen

Als Pumpen für die Beförderung des Thermoöles wurden vier Kreiselpumpen NBT 25-160 der Firma Allweiler ausgewählt. Diese Pumpen sind die kleinsten, die bei der Marktanalyse gefunden wurden. Ein großer Vorteil ist der Nenndurchmesser des Pumpenvorlaufes in der Größe DN 25, was einem Außendurchmesser von 33,7 mm entspricht. Außerdem wird aufgrund des Aufteilens der gesamten Anlage in vier Kreisläufe kein großer Volumenstrom benötigt und somit sind die kleinsten Pumpen ausreichend. Die Pumpen sind über eine Gleitringdichtung abgedichtet, welche durch eine Kühlstrecke von dem heißen Pumplaufrad abgetrennt ist, sodass die Temperatur an der Dichtung einen Wert von 80 °C nicht überschreitet. Der Antrieb der Pumpe erfolgt über eine Asynchronmaschine, welche von einem Frequenzumrichter mit elektrischer Leistung versorgt wird. Dieser Frequenzumrichter ermöglicht es die Pumpen in zulässigen Betriebszuständen in ihrer Leistung zurückzufahren und somit den Aspekt der Energieeffizienz zusätzlich zu erhöhen. Die Halterung der Pumpen

erfüllt gleichzeitig die Funktion einer Ölauffangwanne, da es notwendig ist, eventuell austretende Leckagemengen aus der Gleitringdichtung oder austretendes Öl beim Entlüften der Pumpe aufzufangen.

Laut DIN 4754 wird für die Möglichkeit eines Ausfalles der Pumpe ein Ersatzsystem benötigt, welches den Wärmeträger solange weiterbefördert, bis ein sicherer Zustand erreicht ist. Dies ist besonders wichtig für den Fall, dass das Öl überhitzen kann, wenn es nicht mehr gepumpt wird. Da jedoch auf der Anlage kein Platz zur Verfügung steht und außerdem eine alternative Energieversorgung etwa durch ein Stromaggregat mit fossilem Brennstoff sowohl platz- als auch kostentechnisch unsinnig ist, wird bewusst auf diese Zusatzausrüstung verzichtet. Sollte dennoch der unwahrscheinliche Fall eines Pumpenausfalles eintreten, so wird über andere Sicherheitsausrüstungen eine potentiell gefährliche Situation verhindert. Ein potentieller Fall, in dem es zu einem Überhitzen des Öles kommt, ist ein Ausfall der Pumpe, wenn die Charge bereits auf 400 °C aufgeheizt wurde. Dann kann das heiße Öl aus den Halbrohrschlangen nicht mehr abtransportiert werden und es wird durch die Abwärme der Charge unzulässig überhitzt. Dies ist besonders aufgrund der großen Masse der Charge und der damit verbundenen großen Menge an thermischer Energie problematisch.

### 7.1.2. Kühler

Für den Prototyp wurde für die Kühlung des Öles ein Öl-Luft Kühler vorgesehen. Dieser wurde individuell von der Firma Stemotech angefertigt. Dies ist besonders wichtig, da dadurch der auf der Anlage vorhandene Platz bestmöglich ausgenutzt werden kann. Der Kühler besteht aus einem Lamellenwärmetauscher aus Edelstahl und einem EC-Axialventilator. Dieser Ventilator wird mit einer einphasigen 230 V Wechselspannung versorgt und besitzt eine integrierte Drehzahlregelung, welche zum Beispiel über ein einfaches 0 bis 10 V Signal angesprochen werden kann. Dadurch kann die Leistung des Kühlers ohne zusätzliche Komponenten und teilweise entkoppelt vom Durchfluss des Wärmeträgers geregelt werden. Für den Prototyp wird auch eine Temperaturmessung am Eintritt und am Austritt des Kühlers vorgesehen, um die Leistung genau messen zu können, diese können jedoch dann in einer nächsten Generation weggelassen werden und durch die Temperaturmessung am Erhitzeraustritt ersetzt werden.

Bei den Kühlern sind die Positionierung und die Strömungsrichtung der Luft ein besonderer Aspekt. Da die Rohre des Wärmetauschers beim Aufheizbetrieb auf bis zu 350 °C für mehrere Stunden aufgeheizt werden, muss der Abstand von Flächen, die aufgrund der erhöhten Temperatur eine Gefahr darstellen, mindestens 2 500 mm vom Boden<sup>34</sup> betragen. Außerdem soll die heiße Luft, wenn möglich, nach oben abblasen, damit keine umgebenden Objekte beschädigt und auch keine Menschen verletzt werden.

Zusätzlich wird der elektrische Antrieb durch die Anordnung mit vertikaler Strömungsrichtung geschützt, da die Abwärme durch natürliche Konvektion aufsteigt und sich der Motor an der Unterseite des Kühlers befindet. Die dadurch verlorene Leistung ist der größte Nachteil dieser Anordnung, da beim Aufheizen somit auch ohne Einschalten des Ventilators Energie an die Umgebung abgegeben wird. Theoretisch ist eine Abdeckung in Form von Klappen möglich, jedoch ist die Ausführung aufgrund der hohen Temperaturen sehr aufwendig und teuer.

Für weitere Generationen sollen die jetzt vorhandenen Kühler durch Wärmetauscher ersetzt werden, welche die abzuführende Energie an einen Rückgewinnungsprozess abgeben.

### 7.1.3. Erhitzer

Zum Aufwärmen des Wärmeträgers wurde ein elektrischer Durchlauferhitzer der Firma Kleinesdar gewählt. Dieser wurde genau für die vorhandene Anlage entworfen. Die Wahl auf elektrischen Strom als Energiequelle hat zwei entscheidende Gründe. Erstens ist, verglichen

---

<sup>34</sup> Arbeitsmittelverordnung BGBl. II Nr. 164/2000

mit trägeren Heizsystemen mit fossilen oder erneuerbaren Brennstoffen, die Steuerung einfacher und schneller. Zweitens ist der sicherheitstechnische Aufwand für einen Erhitzer mit einer Verbrennung wesentlich höher und somit würden für den Prototypen die Kosten steigen, bei gleichzeitig sinkender Handhabbarkeit der Regelung.

Der Erhitzer besteht aus neun U-förmigen Rohrheizkörpern. Diese werden möglichst lange ausgeführt, da diese Variante kostentechnisch am besten ist. Eine Erhöhung der Leistung des Erhitzers ist nur möglich durch eine Erhöhung der Heizfläche. Dies kann durch eine größere Anzahl an Heizstäben erfolgen oder durch längere Heizstäbe, wobei die größere Anzahl höhere Kosten verursacht. Die spezifische Wärmeleistung liegt abhängig vom Hersteller zwischen 2 und 5 W/cm<sup>2</sup>.

Die Durchströmung erfolgt von unten nach oben damit sich eventuell vorhandene Gasblasen am oberen Ende absetzen können. Dort sind die Heizstäbe unbeheizt da an Stellen, an denen kein Wärmeträger strömt, die Temperatur zu hoch werden würde und es somit zu einem Schaden kommen würde. Zusätzlich ist aufgrund der vertikalen Anordnung ein Hitzeschutzblech unter der Klemmbox für die Elektronik vorgesehen, damit es durch die aufsteigende Wärme nicht zu einer unzulässig hohen Temperatur kommt.

Die Sensorik, die im Erhitzer verbaut ist, wurde bereits im Kapitel Sensorik erläutert.

Die Anbindung an die Anlage erfolgt über ein Fest- und ein Loslager, da es bei fester Anbindung aufgrund der Wärmedehnung zu einem festigkeitstechnischen Versagen kommen kann. Dabei ist es sinnvoll das Festlager an der unteren Position zu wählen, da dadurch die Relativbewegung zwischen den Erhitzern und den Anschlüssen am Rezipienten geringer ausfallen.

#### **7.1.4. Schmutzfänger**

Für jeden Kreislauf sind Elemente vorzusehen die etwaige Verunreinigungen im Wärmeträger auffangen um so die Komponenten des Kreislaufes, besonders die Pumpen, vor Beschädigungen schützen. Die hauptsächlich verwendeten Elemente dafür sind Schmutzfänger in Y-Form. Diese benötigen jedoch einen großen Bauraum und sind somit für die ausgeführte Konstruktion nicht brauchbar, obwohl sie aufgrund der großen Verbreitung einen ganz klaren preislichen Vorteil bieten.

Als Ersatz wurden Zwischenflanschschmutzfänger vorgesehen. Diese werden zwischen zwei Flanschen mit längeren Schrauben eingeklemmt und benötigen dadurch wesentlich weniger Bauraum. Der Preis für diese ist jedoch deutlich höher. Außerdem können bei diesen die Siebeinsätze nicht einzeln getauscht werden, sondern es muss der gesamte Schmutzfänger ersetzt werden. Die Baulängen der einzelnen Varianten betragen für die Abmessung DN40 200 mm bei der Y-Ausführung und 31,5 mm bei der Zwischenflanschausführung. Der Durchmesser DN40 ist der Eintrittsdurchmesser des Saugstutzen, an dem der Schmutzfänger sitzt.

#### **7.1.5. Ausdehnungsgefäß**

Die Grundlage des Ausdehnungsgefäßes stellen Standardrohre der Dimension DN200 dar. Diese sind günstig in der Anschaffung und weisen bei den Schweißnähten garantierte Qualität vor. Dadurch wird die Sicherheit der Anlage bei sehr geringem Aufwand gewährleistet und der Schweißaufwand minimiert. Um das Gefäß an die räumlichen Anforderungen anzupassen werden Standardbögen verwendet. Eine optimierte Anpassung durch speziell an die Geometrie angepasste Gefäße würde die Kosten sehr stark erhöhen.

Um die Anforderungen an das Ausdehnungsgefäß zu senken wurde ein maximal möglicher Druck von 0,5 bar festgelegt. Obwohl dieses dadurch nicht mehr von der Druckgeräterichtlinie betroffen ist, muss es laut DIN 4754 wie ein Druckbehälter gefertigt und berechnet werden. Der maximal zulässige Druck für die Bemessung muss 2 bar betragen. Jedoch entfällt der

Bedarf von besonderen Ausrüstungsteilen sowie die Prüf- beziehungsweise die Wiederholungsprüfungspflicht<sup>35</sup>.

Der Nenndruck ergibt sich anschließend aus den nötigen Druckdifferenzen der einzelnen Komponenten. Der nötige Unterschied wurde mit 0,1 bar festgelegt, was einige Hersteller als sicher ausreichend beschrieben. Das Sicherheitsventil muss bei einem Druck von 0,5 bar öffnen. Dadurch liegt der Nenndruck des Sicherheitsdruckbegrenzers bei 0,4 bar. Der Öffnungsdruck des Überströmventiles kann somit bei maximal 0,3 bar und der Nenndruck des Druckminderers bei 0,2 bar sein. Die 0,3 bar des Überströmventiles stellen somit auch den tatsächlichen Nenndruck dar, da diese während des normalen Betriebes erreicht werden dürfen.

Das Ausdehnungsgefäß bildet über die diversen Ventile definierte Schnittstellen zur Umgebung. Für den Fall, dass das Öl überhitzt, kann dort der dampfförmige Wärmeträger austreten. Deshalb wird nach den Austrittsventilen, also dem Überströmventil und dem Sicherheitsventil, ein Auffanggefäß benötigt, in welchem eventuell austretendes Thermoöl aufgefangen wird. Dort sollte das Öl erneut kondensieren und somit ein definierter Fehlerfall vorliegen, bei dem keine Gefahr für die Umgebung und Menschen in der Nähe der Anlage ausgeht. Von diesem Auffanggefäß wird der Stickstoff, der im Normalbetrieb aus dem Ausdehnungsgefäß austritt über eine zentrale Abluftleitung sicher abgeführt.

### 7.1.6. Verkleidung

Das Design der Anlage ist ein sehr wichtiger Aspekt der gesamten Untersuchungen. Der Wunsch war eine kompakte und nach außen schlichte Optik. Erreicht wird dies durch eine gesamte Verkleidung, die alle Komponenten umschließt. Die Vorderseite ist rund und somit ähnlich den normalen Anlagen. Der Durchmesser muss jedoch etwas erhöht werden um die nötigen Komponenten unterzubringen. Ab der Mitte des Rezipienten geht die Verkleidung tangential nach hinten weiter. Am Ende liegt eine große Abschrägung, welche die Anlage schlanker aussehen lässt.

Der gebogene vordere Teil ist vollkommen geschlossen, an den restlichen Flächen befinden sich Wartungstüren die den Zugriff zu den wichtigen Komponenten wie zum Beispiel die Sensoren oder Vakuumpumpe ermöglichen.

Neben dem optischen Aspekt erfüllt die Verkleidung zusätzliche Funktionen. Der Haupteffekt der gesamten Einhüllung aller Komponenten ist der Schutz der Anlagenbediener vor eventuell austretendem heißen Öl. Die einzige verbleibende Öffnung ist die obere Fläche, welche, um die Wärme abtransportieren zu können, offengelassen wird. Dadurch besteht jedoch auch ein Risiko, da bei einer Undichtigkeit im oberen Bereich der Anlage heißes Öl durch die offene Abdeckung austreten und anwesende Personen verletzen kann. Die untere Grundfläche der Verkleidung bildet gemeinsam mit einer seitlichen Umrandung eine Ölwanne, in der der gesamte vorhandene Wärmeträger in einem potentiellen Schadensfall aufgefangen werden kann. Zusätzlich wurde noch überlegt, den Boden mit einem leichten Gefälle zu versehen, sodass austretendes Öl an einer definierten Stelle zusammenläuft. An dieser Stelle kann über einen Sensor der Ölaustritt erkannt werden und somit die Anlage frühzeitig abgeschaltet werden, auch wenn der Füllstandscharter im Ausdehnungsgefäß noch keinen Austritt erkannt hat.

Die seitliche Verkleidung erfüllt außerdem die Funktion der Kühlung der internen Komponenten. Durch gezieltes Platzieren von Lüftungsschlitzen wird die Luft, die von den Ölkühlern angesaugt wird, definiert an den Bauteilen im Inneren vorbeigezogen und dadurch gekühlt.

### 7.1.7. Temperierte Innenanode

Im Vergleich zu einem normalen Nitrierprozess ist die Behandlung von nichtrostenden Chromstählen wesentlich temperaturempfindlicher. Aus diesem Grund wurden Versuche

<sup>35</sup> Vgl. DIN 4754-1 2015

gemacht, die zeigen sollen, wie sich die Temperaturverteilung zwischen einem Bauteil an der Außenseite der Charge und einem an der Innenseite verhält. Diese zeigen ganz klar, dass bei einer Kühlung, die nur durch den temperierten Rezipienten erfolgt, die Temperatur der Bauteile in Richtung der Behältermitte um einiges höher liegt. Um diesem Problem entgegenzuwirken, wurde eine temperierte Innenanode konstruiert. Luftgekühlte Innenanoden werden bei größeren Anlagen sehr häufig verwendet, bei Anlagen in der hier betrachteten Größe sind diese jedoch eher die Ausnahme.

Die Verwendung von Luft als zweites Kühlmedium für die Innenanode ist nicht zielführend, aus diesem Grund wird hierfür ein neues Konzept zur Verwendung von Thermoöl benötigt. Dadurch ergibt sich neben dem bereits erwähnten Vorteil der Energierückgewinnung zusätzlich noch die Möglichkeit die Charge über die Innenanode auch zu beheizen. Dadurch wird sowohl die Aufheizzeit als auch die Gleichförmigkeit der Temperatur beim Aufheizen verbessert. Als Kompromiss zwischen Prozessstabilität und Platzbedarf wird ein einziger Thermoölkreislauf für die Innenanode gewählt. Dadurch werden die drei getrennten Heizzonen der Außenseite durch die Innenanode teilweise gekoppelt. Das Aufteilen in drei zusätzliche, eigenständige Kreisläufe hätte den Kostenrahmen und den Platzbedarf gesprengt. Eine weitere Überlegung war es, die Innenanode in drei Zonen aufzuteilen und diese dann seriell mit dem jeweiligen Gegenstück des Außenmantels zu verbinden. Durch den geringen Temperaturunterschied zwischen Vorlauf und Rücklauf des Außenmantels könnte somit eine beinahe identische Temperatur erreicht werden und durch eine Anpassung des Strömungsquerschnitts wäre auch eine Erhöhung des Wärmeübergangs an der Innenseite möglich. Aufgrund der möglichen unterschiedlichen Beladung, der unterschiedlichen Bauteilgeometrien und der unterschiedlichen Oberflächenverhältnisse zur Außenseite ist jedoch prozesstechnisch die gleiche Solltemperatur zwischen dem äußeren und dem inneren Kühlkreislauf ein Sonderfall und kann im Allgemeinen zu größeren Problemen führen, als das Koppeln der drei Kreisläufe innen.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Größe der Innenanode. Einerseits soll die Oberfläche möglichst groß sein, um einen möglichst guten Wärmeübergang zu ermöglichen. Andererseits wird ein Abstand der Charge zur Innenanode benötigt, damit es zu keinem Funkenschlag kommt. Dadurch geht bei einer großen Innenanode sehr viel Chargenraum verloren. Für den Außendurchmesser wurde schließlich der Richtwert von 200 mm festgelegt.

Für den prinzipiellen Aufbau wurden noch vier unterschiedliche Konzepte betrachtet.

#### 7.1.7.1. Rohr im Rohr Variante

Die erste und auch ausgewählte Variante besteht aus zwei Standardrohren, welche koaxial platziert werden. Im entstehenden Zwischenring befindet sich eine spiralförmige Leitkonstruktion. Diese kann aus eingerollten Blechen hergestellt werden und wird dann mit dem Innenrohr verschweißt. Dabei muss nicht durchgeschweißt werden, da eine Leckage zwischen Rohr und Leitgeometrie kein Problem darstellt. Ein Verschweißen mit dem Außenrohr ist fertigungstechnisch nicht möglich jedoch auch nicht notwendig. Die einzige Vorgabe ist, dass die Leitkonstruktion und das Außenrohr keine große geometrische Abweichung zueinander aufweisen. Die Anbindung des Ölkreislaufes erfolgt über Rohre, die im Innenrohr verlaufen und dann radial in den Ringspalt einspeisen. Das Innenrohr wird zur Abdichtung des Vakuums noch mit einem Standard Klöpperboden verschlossen. Somit kann die gesamte Innenanode mit großteils standardisierten Bauteilen hergestellt werden. Über die Leitgeometrie im Inneren kann vollkommen frei der Strömungsquerschnitt und somit der Wärmeübergang und der Druckverlust definiert werden. Somit bildet diese Variante eine große Freiheit bezogen auf die Strömung.

#### 7.1.7.2. Rohrspirale

Eine weitere mögliche Bauform der Innenanode sind spiralförmig gebogene Rohre, die radial direkt aufeinander liegen und somit eine geschlossene Oberfläche bilden. Prinzipiell wurde mir mitgeteilt, dass es kein Problem darstellt, ein Rohr mit Außendurchmesser 20 mm in eine Spirale mit Außendurchmesser 200 mm und einer Steigung von 20 mm, also so, dass sich die

zwei Rohre exakt berühren, einzurollen. Es kann jedoch vorkommen, dass sich dadurch eine leichte Ovalität des Rohrquerschnittes einstellt, dies ist jedoch für die betrachtete Anwendung kein Problem. Für größere Rohre ist die Fertigung nicht mehr möglich.

Eine Alternative Variante ist es, zwei oder drei Rohre mit Durchmesser 16 mm parallel zu verwenden. Das Problem dieser Variante sind die etwas höheren Kosten und der zu hohe Druckverlust, da der maximal mögliche Außendurchmesser durch die 20 mm begrenzt war. Auch die Verwendung von Parallelen 16 mm Rohren bringt hierbei keine ausreichende Verbesserung.

#### 7.1.7.3. Basis Rohrbündelwärmetauscher

Eine weitere Variante ist die Verwendung eines Rohrbündelwärmetauschers, bei dem nur die äußere oder die äußeren beiden Reihen der axialen Rohre verbaut werden. Dies führt jedoch zu einer ungleichmäßigen Kühloberfläche. Außerdem ist die Fläche, die insgesamt mit der Charge im Strahlungsaustausch steht, kleiner als bei der Rohr im Rohr Variante, auch wenn die absolute Rohroberfläche größer ist. Aus erwähnten Gründen fiel die Entscheidung auf eine andere Variante.

#### 7.1.7.4. Aufgewickelte Wellschläuche

Die letzte betrachtete Variante ist ein um ein Trägerrohr gewickelter Metallschlauch. Der Biegeradius und die Druckbeständigkeit stellen dabei kein Problem dar. Der entscheidende Nachteil dieser Variante ist die fehlende Robustheit bei der Handhabung und dem Einbau. Außerdem ist die Montage der Schläuche am Trägerrohr nicht einfach, da ein Schweißen oder ein Klemmen nicht möglich ist.

Allen Varianten gemein ist die Anbindung an den Rezipienten. Dabei ist es besonders wichtig, dass die Möglichkeit besteht auftretende Fertigungstoleranzen ausgleichen zu können. Die Parallelität der Achse der Innenanode und des Rezipienten ist dabei besonders wichtig. Um diese einstellen zu können, wurden schräg geschliffene Abstimmplatten zwischen dem Rezipienten und der Innenanode vorgesehen. Nach dem ersten Einbau kann dann der Fehler gemessen werden und ein Standardflansch genau für die vorliegende Anlage zugeschliffen werden. Diese Variante stellt eine sehr stabile und einfache Variante zum Ausgleich von Toleranzen dar. Die Flansche sind zwar teurer, jedoch würde auch eine alternative Konstruktion mit der Verwendung von Kompensatoren oder ähnlichen nachgiebigen Elementen nicht günstiger ausfallen.

## 7.2. Potentielle Schwachstellen & Probleme

### 7.2.1. Kühlleistung durch natürliche Konvektion

Ein Problem bei der Anordnung der Kühler ist die Kühlleistung, die durch natürliche Konvektion auftritt. Durch die senkrechte Strömungsrichtung in den Kühllamellen wird zwar der Ventilator vor den hohen Temperaturen geschützt, jedoch wird durch natürliche Konvektion auch Energie vom Wärmeträger an die Umgebung abgegeben, auch wenn keine Kühlung gewünscht ist. Um dies zu verhindern, ist es möglich eine Strömungsverhinderung zu verbauen. Diese muss den Luftstrom durch die Kühllamellen blockieren; ein Beispiel dafür ist ein Klappensystem. Jedoch würde dieses System sehr teuer sein und außerdem wäre es aufgrund der hohen Temperaturen sehr aufwendig, passende Materialien und Bauteile zu bekommen. Außerdem besteht dann wieder die Gefahr, dass der Elektromotor durch die Abwärme überhitzt. Aus diesem Grunde wurde für den ersten Prototypenaufbau entschieden, die natürliche Konvektion zuzulassen und bei erfolgreichem Prüflauf entsprechende Umbauten nachzurüsten beziehungsweise die Luftkühler durch andere Wärmetauscher zu ersetzen.

### 7.2.2. Rohrleitungen

Das Platzieren der Rohrleitungen der Anlage war die größte Schwierigkeit beim Design des Systems. Ein Problem ist die notwendige Isolierung, durch die der Durchmesser auf insgesamt 115 mm wächst. Dadurch wird zusätzlicher Platz benötigt. Besonders in Bereichen, wo

Komponenten, wie zum Beispiel die Kühler oder Erhitzer angeschlossen werden, gab es große Probleme beim Verlegen der Rohre.

Ein weiteres Problem ist die Wärmedehnung in den Rohrleitungen. Bei einer Temperaturerhöhung von 20 °C auf 350 °C dehnen sich die Rohrleitungen um 0,6 % aus. Dieser Zuwachs ist besonders in axialer Richtung entscheidend. Um diese Ausdehnung aufnehmen zu können, ist entweder eine nachgiebige Konstruktion nötig, indem das Rohr genügend Biegungen besitzt, an denen es durch Biegung den Längenzuwachs ausgleichen kann, oder es werden flexible Elemente wie zum Beispiel Schläuche oder Kompensatoren verwendet.

Das größte Problem ist jedoch die Anbindung des Rezipienten an den restlichen Kreislauf. Der Rezipient wird von oben über drei Punkte beweglich vom Hubmasten aufgenommen. Dadurch ist bei der bisherigen Bauform eine Bewegung des Rezipienten in gewissen Grenzen möglich. Diese Bewegung kann eine auftretende Schwingung sein, oder auch die elastische Verformung des Hubmastens. Allein diese beträgt bis zu 7mm wie Simulationen des Herstellers zeigten. Außerdem muss der Rezipient vollkommen am Unterteil abgestellt werden, um die nötige Dichtheit zu erzielen, das heißt es darf keine Last mehr an den Anbindungspunkten des Hubmastens hängen und der Rezipient muss vollkommen frei stehen. Allerdings kommt es dadurch beim erneuten Anheben zu einem gewissen Leerhub, an dem sich das Hubgestell und die daran angebondenen Komponenten bereits nach oben bewegen, der Rezipient jedoch noch nicht angehoben wird. Zusätzlich zu diesen möglichen Bewegungen müssen auch noch die Temperaturdehnungen ausgeglichen werden können.

Bei der Verwendung von Kompensatoren steigt prinzipiell mit zunehmender Baulänge der aufnehmbare Verformungsweg. Jedoch wird ab einer gewissen Länge ein Stützrohr nötig, welches die Bewegung in radialer Richtung nicht mehr zulässt. Dadurch ist diese Variante nicht mehr geeignet. Außerdem dehnen sich die Kompensatoren durch die Druckreaktionskraft und die nicht möglichen Anbindungen stark aus, was zu einem nicht zulässigen Verformen der Leitungen führt und somit in einer Zerstörung des Systems. Auch wenn der Druck im System nicht hoch ist, müssen alle Rohrleitungen auf einen Nenndruck von PN16 ausgelegt werden. Diese Auslegung ist mit den Kompensatoren ohne fixe Abstützung nicht möglich. Rezipientenseitig ist jedoch die fixe Abstützung nicht möglich.

Eine Alternative zu der Verwendung von Kompensatoren sind die bereits erwähnten Metallschläuche. Diese können durch richtige Anordnung wesentlich größere Bewegungen aufnehmen. Jedoch reichte bei dem gewünschten Gesamtbauraum der Platz für die Verwendung von Metallschläuchen nicht aus.

Auch viele Telefonate mit Experten von verschiedenen Unternehmen konnten keine Lösung für dieses Problem bei den gegebenen Randbedingungen anbieten. Folgende Möglichkeiten gibt es:

- Veränderung der Anbindung des Rezipienten: Durch eine Änderung des Hebekonzeptes des Rezipienten kann die Relativbewegung zwischen Hubmasten und Rezipient vermieden werden und die Verrohrung kann starr erfolgen und es ist nur ein Längenausgleich für die Temperaturexpansion nötig. Diese Änderung wäre jedoch ein sehr großer Eingriff in das Grundkonzept der Anlage und würde somit die gewünschte Verwendung von möglichst vielen gleichen Komponenten mit der bisherigen Anlage nicht mehr ermöglichen.
- Erhöhung des Bauraumes: Durch eine Verlängerung der Gesamtanlage kann zusätzlicher Platz geschaffen werden, der dann eine Verbindung mit Schläuchen ermöglichen würde.

### 7.2.3. Überhitzung aller Komponenten

Ein potentielles Problem für den Betrieb der Anlage ist die Überhitzung der Komponenten, die im Inneren der Verkleidung verbaut sind. Trotz der Isolierung von Rohrleitungen, Erhitzern und Rezipient besteht noch eine Wärmeabgabe vom Wärmeträger an die Umgebung. Besonders die nicht isolierten Pumpen stellen eine große Wärmequelle dar. Aber auch die isolierten Rohre besitzen bei 350 °C Öltemperatur trotz einer Isolierung von 40 mm eine

Oberflächentemperatur von über 110 °C und einen Wärmeverlust von 121 W pro Meter Rohrlänge. Diese Wärmemenge kann somit zu einem starken Anstieg der Temperatur im Inneren führen. Dadurch können elektronische Komponenten, hauptsächlich Sensoren, die eine maximale Einsatztemperatur zwischen 60 °C und 80 °C besitzen, beschädigt werden. Dadurch kann es zu einem unsicheren Zustand der Anlage kommen.

Dieser Aspekt wurde bei der Auswahl der Durchflussmessung bereits berücksichtigt, da hier die Elektronik über ein langes Kabel an einer beliebigen Stelle positioniert werden kann. Somit können diese an einer kälteren Position verbaut oder auch aktiv gekühlt werden. Die erwähnte Luftführung durch das Gehäuse kann hier ebenfalls genutzt werden. Bei den Drucksensoren ist dies auch möglich. Dabei wird die Messstelle über eine Kapillarleitung mit der Elektronik verbunden und die temperaturempfindlichen Komponenten können auch thermisch geschützt platziert werden. Jedoch sind dabei die Kosten, wie bereits erwähnt, um einiges höher.

Weitere empfindliche Komponenten wie die Vakuumpumpe oder die Energiekette werden durch Hitzeschutzbleche geschützt. Sollte sich jedoch zeigen, dass dieser Schutz nicht ausreicht, muss eine aktive Kühlung installiert werden. Diese kann in Form von auf Blechen aufgeschweißten Kühlrohren oder auch durch Luftströmungen erfolgen.

#### **7.2.4. Sicherheitsprobleme**

Ein Sicherheitsproblem für die Prozesse stellt die Komplexität des Systems dar. Es gibt viele zusätzliche Sensoren und Komponenten die Fehler auslösen und dadurch zu einem Prozessabbruch führen können. Die Anlage muss bei Ansprechen einer der vielen Sicherheitseinrichtungen sofort vollkommen abgeschaltet werden. Dies führt dann meist zu einem Verlust der Charge. Die bestehende Anlage ist diesbezüglich robuster.

Ein weiteres Sicherheitsproblem betrifft die Personen im Umfeld der Anlage. Eine Undichtigkeit im System kann durch die hohen Temperaturen bei Kontakt zu starken Verbrennungen oder sogar zum Tod führen. Außerdem ist austretendes Thermoöl brennbar, da es über seinem Flammpunkt betrieben wird. Eine Undichtigkeit auszuschließen ist jedoch beinahe unmöglich. Eine Absicherung gegen dieses Problem stellt die umschließende Verkleidung der Anlage dar. Die offene Oberseite stellt jedoch diesbezüglich ein Problem dar.

Um die Gefahr durch Undichtigkeiten im Bereich der Flanschverbindungen zu verringern, wurden Spritzschutze vorgesehen. Diese bauen den Druck und die Geschwindigkeit von austretendem Wärmeträger ab und lassen diesen langsam und drucklos nach unten tropfen. Dadurch kann ein ungezieltes Herumspritzen verhindert werden.

Das Problem des Überhitzens bei einem Ausfall einer Pumpe wurde bereits an anderer Stelle behandelt.

Eine mögliche Risikoquelle stellen noch die gesamten Anbauten an das Hubgerüst dar. Beim derzeitigen Hubgerüst können Schwingungen auftreten, welche jedoch kein besonders Problem darstellen. Sollten bei dem neuen Hubgerüst, welches in dieser Form noch nie gebaut wurde, auch Schwingungen auftreten, könnten eventuelle Resonanzen zu Schäden an den Anbindungen der Thermalölkomponenten führen und dann in Folge die Rohrleitungen beschädigt werden.

### **7.3. Verbesserungsvorschläge**

Das größte Problem an der betrachteten Anlage ist die Bauform als Haubenanlage. Dadurch müssen entweder alle Ölkomponenten mitbewegt werden oder eine flexible Verbindung vorgesehen werden. Die flexible Verbindung ist prinzipiell noch möglich, jedoch würden für die Metallwellschläuche große Biegeradien und somit viel Platz benötigt. Damit müssten die Komponenten für den Ölkreislauf von der Anlage weichen und es würde zusätzliche Aufstellfläche benötigt. Zusätzlich sorgt die Anbindung der Haube am oberen Ende für große Probleme aufgrund der Relativbewegungen zwischen den am Hubmasten angebrachten Komponenten und dem Rezipienten. Eine Schachanlage würde diese Probleme lösen. Es wäre somit eine vollkommen statische Verrohrung möglich und es müssten keine

Komponenten des Ölkreislaufes bewegt werden. Die Vorteile der einfachen Chargierung würden dadurch jedoch verloren gehen. Alternativ dazu wäre es auch möglich, die Ölkomponenten unter der Anlage, zum Beispiel in einem Keller, zu platzieren und das temperierte Öl über Metallwellschläuche dem Rezipienten zuzuführen.

## 8. Schlussfolgerungen und Ausblick

Die prinzipielle Möglichkeit der Temperierung einer Plasmanitrieranlage mit einem Thermoöl wurde im Rahmen dieser Arbeit gezeigt. Damit ergeben sich auch viele Möglichkeiten für die Zukunft. Besonders die Energierückgewinnung stellt dabei eine sehr wichtige Errungenschaft dar, da das Thema Energieeffizienz immer mehr an Bedeutung gewinnt. Wenn man bedenkt, dass auch die Effizienz von Energierückgewinnungssystemen in Zukunft wahrscheinlich noch steigen wird, kann man hiermit einen wichtigen Aspekt zur Reduktion von Treibhausgasemissionen beitragen. Außerdem können somit auch die Energiekosten für den Betreiber einer solchen Anlage gesenkt werden.

Besonders interessant ist dieser Aspekt für Betreiber von mehreren Anlagen, die dann zentral Energie rückgewinnen können. Auch dies wird durch die Temperierung über Thermoöl ermöglicht.

Das neue Temperierkonzept benötigt mehr Platz als die bisherige Variante. Diese kann dafür optisch ansprechender verbaut werden. Das Problem des begrenzten Platzangebotes wird mit steigender Anlagengröße immer geringer, da die benötigten Komponenten geringer anwachsen als der vorhandene Platz bei einer größeren Anlage. Dadurch kann man die Komponenten wesentlich besser anordnen und viele der bekannten Probleme können somit gelöst werden. Bevor jedoch Anlagen in größeren Dimensionen gebaut werden, muss sich erst das Prinzip beweisen.

Die Kosten für das neue Temperierkonzept fielen auch wesentlich höher aus als gewünscht. Dies liegt vor allem an den getrennten Heizkreisen und hierbei ist leider auch keine wesentliche Verbesserung möglich beziehungsweise in Zukunft zu erwarten. Die Kosten steigen jedoch für größere Anlagen weniger stark, da Komponenten wie Pumpen und Erhitzer für doppelte Leistungen nur geringfügig teurer werden.

In Zukunft kann auch die Betrachtung der bereits erwähnten ionischen Flüssigkeiten als Wärmeträger interessant werden. Diese würden die Anlage sicherer machen, da diese nicht brennbar sind und eventuell bei weitergehender Entwicklung auch einen größeren Temperaturbereich ermöglichen. Der momentan entscheidende Nachteil des enorm hohen Preises wird zukünftig vielleicht wegfallen, dann muss diese Möglichkeit neu betrachtet werden, das hier entworfene Konzept ist prinzipiell auch mit anderen Wärmeträgern umsetzbar.

## Literaturverzeichnis

- Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.) (2015): Wärmeübertragungsanlagen mit organischen Wärmeträgern – Teil 1: Sicherheitstechnische Anforderungen, Prüfung
- Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.) (2015): Wärmeübertragungsanlagen mit organischen Wärmeträgern – Teil 2: Strömungssicherungen
- Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.) (2015): Wärmeübertragungsanlagen mit organischen Wärmeträgern – Teil 3: Füllstandsicherungen
- Fragol AG (Hrsg.) (2018): Produktinformation X-75-A, ohne Verlagsangaben, Mülheim
- Fragol AG (Hrsg.) (2018): Produktinformation Fragoltherm DPO, ohne Verlagsangaben, Mülheim
- Fragol AG (Hrsg.) (2018): Produktinformation Fragoltherm 660, ohne Verlagsangaben, Mülheim
- LOB GmbH (Hrsg.) (2018): 22 Jahre WTP System, ohne Verlagsangaben, Köln
- Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg: Lexikon der Physik – Viskosität <https://www.spektrum.de/lexikon/physik/viskositaet/15282> [Stand 24.02.2019]
- Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg: Lexikon der Physik – Dampfdruck <https://www.spektrum.de/lexikon/physik/dampfdruck/2709> [Stand 24.02.2019]
- Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg: Lexikon der Physik – Wärmeleitfähigkeit <https://www.spektrum.de/lexikon/physik/waermeleitfaehigkeit/15386> [Stand 24.02.2019]
- Proionic GmbH: Explore the advantages of ionic liquids <https://www.proionic.com/ionic-liquids/key-facts.php> [Stand 30.10.2018]
- McDowell, Bill: Paddlewheel Flowmeters – Getting the Job Done <https://www.blue-white.com/paddlewheel-flowmeters-getting-job-done/> [Stand 04.01.2019]
- Dynalene Inc.: Dynalene Molten Salts <https://www.dynalene.com/product-category/heat-transfer-fluids/dynalene-molten-salts/> [Stand 30.10.2018]
- Kracht GmbH: Datenblatt Turbinen Durchflussmesser [http://kracht.eu/uploads/tx\\_ttproducts/datasheet/TM\\_DE-GB-F\\_05-18.pdf](http://kracht.eu/uploads/tx_ttproducts/datasheet/TM_DE-GB-F_05-18.pdf) [Stand 06.01.2019]
- Liedtke, Dieter; Bartz, Wilfried (Hrsg.); Wippler, Elmar (Hrsg.) (2007): Wärmebehandlung von Eisenwerkstoffen 2: Nitrieren und Nitrocarburieren, 4. Auflage, expert Verlag, Renningen
- Tränkler, Hans-Rolf; Reindl, Leonhard M. (Hrsg.) (2014): Sensortechnik – Handbuch für Praxis und Wissenschaft, 2. Auflage, Springer Vieweg Verlag, Heidelberg
- Chatterjee-Fischer, Ruth (1995): Wärmebehandlung von Eisenwerkstoffen – Nitrieren und Nitrocarburieren, 2. Auflage, expert Verlag, Renningen
- Brenn, Günther; Meile, Walter (2015): Vorlesungsskriptum Strömungslehre und Wärmeübertragung, Auflage Sommersemester 2015, Technische Universität Graz Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Graz
- Verein Deutscher Ingenieure Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.) (2013): VDI-Wärmeatlas, 11. Auflage, Springer Vieweg Verlag, Heidelberg
- SINGLE Temperiertechnik GmbH: Datenblatt-Oil-Advanced-de [https://www.single-temp.de/dateien/downloads/DB\\_DE/Datenblatt-Oil-Advanced-de.pdf](https://www.single-temp.de/dateien/downloads/DB_DE/Datenblatt-Oil-Advanced-de.pdf) [Stand 20.03.2019]

Verordnung des Bundesministers für Wirtschaft und Arbeit über den Schutz der ArbeitnehmerInnen bei der Benutzung von Arbeitsmitteln (Arbeitsmittelverordnung - AM-VO) und mit der die Bauarbeiterschutzverordnung, BGBl II 164/2000

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Gitterstruktur der zwei unterschiedlichen Nitride .....	3
Abbildung 2-2: Zustandsschaubild des Systems Eisen Stickstoff2 .....	3
Abbildung 2-3: Eigenschaften nitrierter Oberflächen.....	4
Abbildung 2-4: Stromdichte-Potentialkurve einer Glimmentladung .....	7
Abbildung 2-5: Schematische Darstellung des Pulsens .....	8
Abbildung 2-6: Einfluss des Druckes auf die Glimmsaumdicke.....	8
Abbildung 4-1: Vergleich des Dampfdruckes von Wasser und Fragoltherm DPO Quelle: eigene Darstellung .....	17
Abbildung 4-2: Beispiel eines Pillow-Plate Wärmeübertragers Quelle: LOB GmbH (2018), S. 51 .....	19
Abbildung 4-3: Beispiel für an einen Behälter angebrachte Halbrohrschlangen Quelle: eigene Abbildung .....	20
Abbildung 4-4: Vereinfachter Aufbau eines Temperiergerätes Quelle: SINGLE Temperiertechnik GmbH, Onlinequelle [23.10.2018] .....	24
Abbildung 4-5: Variante 1 Quelle: eigene Abbildung.....	26
Abbildung 4-6: Variante 2 Quelle: eigene Abbildung.....	27
Abbildung 4-7: Variante 3 Quelle: eigene Abbildung.....	28
Abbildung 4-8: Variante 4 Quelle: eigene Abbildung.....	29
Abbildung 4-9: Variante 5 Quelle: eigene Abbildung.....	30
Abbildung 4-10: Variante 1 mit Temperiergerät .....	31
Abbildung 4-11: Variante 2 mit Temperiergeräten .....	31
Abbildung 4-12: Variante 3 mit Temperiergerät .....	32
Abbildung 4-13: Variante 4 mit Temperiergerät .....	32
Abbildung 4-14: Variante 5 mit Temperiergerät .....	33
Abbildung 4-15: Schematischer Aufbau des Ausdehnungsgefäßes.....	34
Abbildung 4-16: Gesamtkosten der einzelnen Varianten .....	36
Abbildung 4-17: Carnot Wirkungsgrad.....	38
Abbildung 5-1: Verlauf der spezifischen Wärmekapazität des Wärmeträgeröles Fragoltherm 660 .....	42
Abbildung 5-2: Vorgang bei der Speicherung von Energie im geschlossenen System Quelle: eigene Abbildung.....	44
Abbildung 5-3: Verlauf der Rentabilität des Speichersystems über der Speichergröße .....	46
Abbildung 6-1: Strömungsarten einer Rohrströmung .....	53
Abbildung 6-2: Reynoldszahlen für verschiedene Betriebszustände beim Schaufelradsensor Quelle: eigene Abbildung .....	54
Abbildung 6-3: Beispielhafter Aufbau einer Messturbine.....	56
Abbildung 6-4: Prinzipieller Aufbau eines Coriolis-Massedurchflussmessers.....	56
Abbildung 6-5: Prinzip der Blendenmessung .....	59

---

Abbildung 7-1: Überblick des 3D Modells der ausgeführten Konstruktion.....60

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Anlagentypen und deren Bewertung (++ = sehr gut, + = gut, ..... 10	10
Tabelle 2: Übersicht über die wichtigsten Eigenschaften unterschiedlicher Wärmeträger .... 13	13
Tabelle 3: Ausgewählte Eigenschaften der betrachteten Thermoöle der Firma Fragol ..... 14	14
Tabelle 4: Übersicht der verwendeten Schaltzeichen ..... 25	25
Tabelle 5: Kostenüberblick für die betrachteten Komponenten ..... 35	35
Tabelle 6: benötigte Komponenten für die unterschiedlichen Varianten ..... 36	36
Tabelle 7: Kenngrößen der Zone 1 ..... 40	40
Tabelle 8: Kenngrößen der Zone 2 ..... 41	41
Tabelle 9: Kenngröße der Zone 3 ..... 41	41
Tabelle 10: Kenngröße der Zone Innenanode ..... 41	41
Tabelle 11: Energieströme der einzelnen Zonen ..... 43	43
Tabelle 12: Benötigte Wärmeleistungen der einzelnen Zonen ..... 43	43
Tabelle 13: Möglichkeiten für den Index x in der Energieberechnung und deren Erklärung .. 44	44
Tabelle 14: Gegebene Massen einer beispielhaften Anlage ..... 45	45
Tabelle 15: Temperaturen und benötigte Energien beim Aufheizen der beispielhaften Anlage ..... 45	45
Tabelle 16: Temperaturen und benötigte Energien beim Aufheizen der beispielhaften Anlage inklusive Speicher ..... 46	46

## Anhang

### Berechnung der Luftaustrittstemperatur:

Diese Berechnung wurde in SMATH Studio 0.99.6884 durchgeführt.

Wärmeübergang durch Luftströmung um Rezipient  
Betrachtung einer Zone!!

#### Stoffwerte

$$v_{Luft} := 182,2 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad \text{WA S. 213: } 50^\circ \text{ 1 bar.}$$

ACHTUNG: Stark druckabhängig!!

$$Pr_{Luft} := 0,7045 \quad \text{WA S. 216: } 50^\circ, \text{ 1 bar}$$

$$\lambda_{Luft} := 28,08 \frac{mW}{mK} \quad \text{WA S. 211: } 50^\circ, \text{ 1 bar}$$

$$\rho_{Luft} := 1,078 \frac{kg}{m^3} \quad \text{WA S 200 : } 50^\circ, \text{ 1 bar}$$

ACHTUNG: Stark druckabhängig!!

$$c_{pLuft} := 1,008 \frac{kJ}{kgK} \quad \text{WA S205: } 50^\circ, \text{ 1bar}$$

#### Geometrische Abmessungen:

$$d_{Innen} := 0,8 \text{ m} \quad \text{Außendurchmesser des Rezipienten}$$

$$H_{Zone} := \frac{1,2}{3} \text{ m} = 0,4 \text{ m} \quad \text{Höhe einer Zone}$$

$$s_{Luft} := 0,1 \text{ m} \quad \text{Dicke der Luftschicht}$$

$$d_{Außen} := d_{Innen} + 2 \cdot s_{Luft} = 1 \text{ m} \quad \text{Außendurchmesser des Luftspalts}$$

#### Andere Angaben:

$$V_{Punkt} := 10 \frac{m^3}{min} \quad \text{Aus Pollex}$$

$$T_{Wand} := 400 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{LuftEin} := 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{LuftAusAnnahme} := 89,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{LuftMittel} := \frac{(T_{LuftEin} + T_{LuftAusAnnahme})}{2} = 54,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

#### Reynoldszahl

$$A_{Ström} := s_{Luft} \cdot H_{Zone} = 0,04 \text{ m}^2$$

$$v_{Luft} := \frac{V_{Punkt}}{A_{Ström}} = 4,1667 \frac{m}{s}$$

$$d_h := 2 \cdot s_{Luft} = 0,2 \text{ m}$$

$$Re := \frac{v_{Luft} \cdot d_h}{\nu_{Luft}} = 45737,285$$

$$Re_{krit} := 3600$$

$$Re_{turb} := 3 \cdot 10^4$$

$$\text{if } \left( (Re > Re_{turb}) \right) \wedge (Re < 10^6)$$

$$F := 1$$

else

$$F := 0$$

F = Fehlerkonstante: Zur Abfrage, ob der Gültigkeitsbereich nicht verlassen wurde, wird eine Gleichung durch F dividiert. Sollte der Bereich verlassen worden sein ergibt sich eine Division durch 0 und somit ein Fehler im Programm.

$$l_h := \left( \frac{d_{Außen} + d_{Innen}}{2} \right) \cdot \pi = 2,8274 \text{ m}$$

$$\xi := (1,8 \cdot \log_{10}(Re) - 1,5)^{-2} = 0,0211$$

$$Nu_{mT} := \frac{\left( \frac{\xi}{8} \right) \cdot Re \cdot Pr_{Luft}}{\left( 1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left( Pr_{Luft}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right)} \cdot \left( 1 + \left( \frac{d_h}{l_h} \right)^{\frac{2}{3}} \right) = 115,0118$$

$$Nu_{mT} = \frac{\alpha_{Luft} \cdot d_h}{\lambda_{Luft}}$$

$$\alpha_{Luft} := \frac{Nu_{mT} \cdot \lambda_{Luft}}{d_h} = 16,1477 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$\Delta T_{ln} := \frac{(T_{Wand} - T_{LuftEin}) - (T_{Wand} - T_{LuftAusAnnahme})}{\ln \left( \frac{T_{Wand} - T_{LuftEin}}{T_{Wand} - T_{LuftAusAnnahme}} \right)} = 344,1345 \text{ K}$$

$$A_{Wärmeübertragung} := (d_{Innen} + d_{Außen}) \cdot \pi \cdot H_{Zone} = 2,2619 \text{ m}^2$$

$$Q_{Luft} := \alpha_{Luft} \cdot \Delta T_{ln} \cdot A_{Wärmeübertragung} = 12569,5639 \text{ W}$$

$$m_{PunktLuft} := (V_{Punkt} \cdot \rho_{Luft}) = 0,1797 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{LuftAus} := \frac{Q_{Luft}}{V_{Luft} \cdot A_{Ström} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{pLuft}} + T_{LuftEin} = 89,4052 \text{ °C}$$

## Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit in laminarer Strömung zur Sicherstellung der Funktion des Schaufelraddurchflussmessers:

$s_{Sensor} := 3 \text{ mm}$	Strecke die der Sensor in das Rohr hineinsteht
$\mu := 99,12 \cdot 10^{-3} \text{ Pa s}$	dynamische Viskosität bei 20 °C
$u_{Soll} := 0,53 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit bei turbulenter Strömung bei der die Messung garantiert funktioniert
$D := 29,7 \text{ mm}$	Innendurchmesser des Rohres
$R := \frac{D}{2} = 0,0148 \text{ m}$	Radius Innenrohr
$u(r) := -\frac{1}{4 \cdot \mu} \cdot p_{verl} \cdot R^2 \cdot \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)$	Strömungsprofil einer Hagen-Poiseuilleschen Rohrströmung
$u_{Sensor} := u(R - s_{Sensor}) = -\frac{958131117862405 \text{ s} \cdot p_{verl} \text{ m}^3}{4742569608116000000 \text{ kg}}$	
$p_{verl} := zp_{verl} \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$	Korrekturterm, weil der Solver keine Einheiten ausgeben kann
$zp_{verl} := \text{roots}(u_{Sensor} = u_{Soll}; zp_{verl})$	
$p_{verl} = -2623,4007 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$	Berechnung der Konstanten
$u_m := -\frac{1}{8 \cdot \mu} \cdot p_{verl} \cdot R^2 = 0,7296 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	mittlere Geschwindigkeit
$V_{punkt} := u_m \cdot \left(\frac{D^2 \cdot \pi}{4}\right) = 1,8196 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$	tatsächlicher Volumenstrom
$V_{Sensor} := 22 \frac{\text{L}}{\text{min}}$	gemessener Volumenstrom
$Fehler := \frac{V_{punkt} - V_{Sensor}}{V_{punkt}} = 0,2746$	relativer Fehler

## Wärmeübergang in der Halbrohrwendel

Angaben :

$s_{\text{Rohr}} := 3 \text{ mm}$	Wandstärke Halbrohr
$d_{\text{Rohr}} := 42,3 \text{ mm}$	Innendurchmesser Halbrohr
$V_{\text{Pumpezone}} := 9 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$	Mindestvolumenstrom einer Pumpe beim Aufheizen
$T_{\text{WandEin}} := 150 \text{ }^\circ\text{C}$	Wandtemperaturen des Rezipienten am Ein- und Austritt
$T_{\text{WandAus}} := 150 \text{ }^\circ\text{C}$	
$D_{\text{Rezipient}} := 0,8 \text{ m}$	Innendurchmesser der Wendel, gleichzeitig auch Außendurchmesser Rezipient
$h_{\text{Wendel}} := 70 \text{ mm}$	Steigung der Wendel
$T_{\text{Ein}} := 350 \text{ }^\circ\text{C}$	Eintrittstemperatur des Wärmeträgers
$T_{\text{AusAnnahme}} := 293 \text{ }^\circ\text{C}$	angenommene Austrittstemperatur des Wärmeträgers
$\lambda_{\text{Stahl}} := 15 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$	Wärmeleitfähigkeit Stahl für 1.4541 und 1.4571 gleich

Stoffwerte: Fragoltherm 660 für mittlere Temperatur  $320^\circ\text{C}$

$\nu_{\text{öl}} := 0,47 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	kinematische Viskosität
$\lambda_{\text{öl}} := 0,095 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$	Wärmeleitfähigkeit
$\rho_{\text{öl}} := 792 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Dichte
$Pr_{\text{öl}} := 10,49$	Prantdlzahl bei $340 \text{ }^\circ\text{C}$
$Pr_{\text{Wand}} := 27,89$	Prantdlzahl bei Wandtemperatur
$c_{p\text{öl}} := 2,671 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$	spezifische Wärmekapazität
$A_{\text{Ström}} := \frac{d_{\text{Rohr}}^2 \cdot \pi}{8} = 0,0007 \text{ m}^2$	Strömungsquerschnitt Halbrohr
$d_h := \frac{4 \cdot A_{\text{Ström}}}{d_{\text{Rohr}} + d_{\text{Rohr}} \cdot \frac{\pi}{2}} = 0,0258 \text{ m}$	hydraulischer Durchmesser
$D_{\text{Wendel}} := \frac{D_{\text{Rezipient}} + 2 \cdot d_{\text{Rohr}}}{2} = 0,4423 \text{ m}$	mittlerer Durchmesser der Rohrwendel
$D_{\text{Krümm}} := D_{\text{Wendel}} \cdot \left( 1 + \left( \frac{h_{\text{Wendel}}}{\pi \cdot D_{\text{Wendel}}} \right)^2 \right) = 0,4434 \text{ m}$	mittlerer Krümmungsdurchmesser
$Re_{\text{krit}} := 2300 \cdot \left( 1 + 8,6 \cdot \left( \frac{d_h}{D_{\text{Krümm}}} \right)^{0,45} \right) = 7,8047 \cdot 10^3$	kritische Reynoldszahl

$$v_{Ström} := \frac{V_{Pumpezone}}{A_{Ström}} = 3,5579 \frac{m}{s}$$

Strömungsgeschwindigkeit

$$Re_{Ström} := \frac{v_{Ström} \cdot d_h}{\nu_{öl}} = 1,9566 \cdot 10^5$$

tatsächliche Reynoldszahl

$$Re_{turb} := 2,2 \cdot 10^4$$

Reynoldszahl ab der garantiert turbulente Strömung vorherrscht

$$\xi := \frac{0,3164}{Re_{Ström}^{0,25}} + 0,03 \cdot \left( \frac{d_h}{D_{Krümm}} \right)^{0,5} = 0,0223$$

Hilfsgröße

$$\text{if } Re_{Ström} > Re_{turb} \quad = 1407,8045$$

$$Nu := \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Re_{Ström} \cdot Pr_{öl}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left( Pr_{öl}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot \left( \frac{Pr_{öl}}{Pr_{Wand}} \right)^{0,14}$$

Berechnung der Nusselt-Zahl  
Mit gleichzeitiger Überwachung der Reynoldszahl

else

$$Nu := \frac{1}{0}$$

$$\alpha_{Rohr} := \frac{Nu \cdot \lambda_{öl}}{d_h} = 5174,5594 \frac{W}{m^2 K}$$

Wärmeübergangskoeffizient

$$n_{Windungen} := 5,75$$

Anzahl der Windungen der Halbrohrspirale

$$l_{Zone} := \sqrt{\left( D_{Wendel} \cdot \pi \right)^2 + h_{Wendel}^2} \cdot n_{Windungen} = 7,9999 m$$

Länge einer Rohrspirale

$$A_{Wärmeübergang} := l_{Zone} \cdot \left( d_{Rohr} \right) = 0,3384 m^2$$

Wärmeübertragungsfläche

$$\Delta T_{ln} := \frac{\left( T_{WandEin} - T_{Ein} \right) - \left( T_{WandAus} - T_{AusAnnahme} \right)}{\ln \left( \frac{T_{WandEin} - T_{Ein}}{T_{WandAus} - T_{AusAnnahme}} \right)} = -169,9095 K$$

logarithmische Temperaturdifferenz

$$Q_{Wärme} := \alpha_{Rohr} \cdot A_{Wärmeübergang} \cdot \Delta T_{ln} = -2,9752 \cdot 10^5 W$$

Wärmestrom

$$m_{punktStröm} := V_{Pumpezone} \cdot \rho_{öl} = 1,98 \frac{kg}{s}$$

Massenstrom Wärmeträger

$$T_{Aus} := T_{Ein} + \frac{Q_{Wärme}}{m_{punktStröm} \cdot c_{pöl}} = 293,7429 \text{ } ^\circ C$$

tatsächliche Austrittstemperatur des Wärmeträgers