

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Fakultät Life Sciences



Konzeption und ökonomische Analyse von technischen Alternativen zur Frischwasserkühlung eines Autoklavs

Bachelorarbeit

Zur Erlangung des akademischen Grades

BACHELOR OF SCIENCE (B.Sc.)

Vorgelegt von:

Kevin Semmelhaak

████████████████████

████████████████

██

Studiengang:

Umwelttechnik

Erstprüfer:

Prof. Dr. Fritz Dildey

Zweitprüfer:

Dipl.-Ing. Torge Ebeling

Ort und Datum:

Hamburg, 18. Dezember 2017

Sperrvermerk

Aus Datenschutzgründen wird das Lagereiunternehmen, das in Relation mit dieser Bachelorarbeit steht, anonymisiert und nicht namentlich genannt.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die zum Gelingen dieser Bachelorarbeit beigetragen haben.

Für seine fachliche Unterstützung und sein Engagement, das er mir im Rahmen meiner Arbeiten entgegenbrachte, danke ich meinem Erstprüfer Herrn Prof. Dr. Fritz Dildey. Auch danke ich Torge Ebeling, der mir als Zweitprüfer mit seiner beruflichen Erfahrung eine große Hilfe für das Verfassen der Arbeit war.

Für seine Motivation, mich an den Wochenenden in die Bibliothek zu begleiten und mich moralisch zu unterstützen, danke ich Manuel Eigen. Durch ihn wurden die langen Tage der Recherchen sehr viel leichter.

Für die Liebe, die mir während dieser Arbeit entgegengebracht wurde, danke ich meiner Freundin Louisa, die mir während der letzten Monate offenherzig und stärkend zur Seite stand. Meinem Bruder Christopher gebührt mein Dank für das Korrekturlesen meiner Bachelorarbeit.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Mutter für ihren Zuspruch und ihre Motivation bedanken.

Inhaltsverzeichnis

I	Abbildungsverzeichnis.....	IV
II	Tabellenverzeichnis	V
III	Diagrammverzeichnis.....	VI
IV	Abkürzungsverzeichnis	VII
1	Einleitung.....	1
2	Konzeption und Wirtschaftlichkeit	2
2.1	Unternehmensvorstellung und Autoklav	2
2.2	Regenwassernutzungstechnik und Kompressionskältetechnik	6
2.2.1	Regenwassernutzungstechnik.....	6
2.2.2	Kompressionskältemaschine	8
2.3	Datenlage	11
2.4	Regenwassernutzung und Kompressionskältetechnik als technische Alternativen ..	15
2.5	Konzeption und Dimensionierung.....	16
2.5.1	Frischwasserverbrauchs- und Temperaturmessung am Autoklav.....	16
2.5.2	Dimensionierung und Konzeption der Regenwassernutzungsanlage	23
2.5.3	Dimensionierung und Konzeption der Kompressionskältemaschine.....	34
2.6	Wirtschaftlichkeit	39
2.6.1	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung des Autoklavs.....	39
2.6.2	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der Regenwassernutzungsanlage	40
2.6.3	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der Kompressionskältemaschine.....	44
2.6.4	Kostenvergleich der Maßnahmen.....	45
2.6.5	Amortisation.....	47
2.7	Diskussion	49
3	Zusammenfassung.....	51
V	Literaturverzeichnis	52
VI	Eidesstattliche Erklärung.....	55

I Abbildungsverzeichnis

- Abbildung 2.1 – I Seitenansicht des Autoklavs (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.1 – II Maßangaben des Autoklavs mit Draufsicht (Zirbus)
- Abbildung 2.1 – III Maßangaben des Autoklavs aus seitlicher Perspektive (Zirbus)
- Abbildung 2.1 – IV Stoffstrom- und Komponentenübersicht des Autoklavs (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.2 – I Schema der Anlagenkomponenten einer Kompressionskältemaschine (selbst erstellt)
- Abbildung 2.2 – II Log-p,h-Diagramm des Kältemittels R-410A (VDI Verlag GmbH)
- Abbildung 2.3 – I Lageübersicht der Dachflächen, Regenrinnen und des Grundstücks der Lagereigesellschaft (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.5 – I Stoffstromschema des Dampferzeugers, Autoklavs und Pfefferrohentkeimers (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.5 – II Teilung des Frischwasserstroms nach Passage des linken Durchflussmessers (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.5 – III Luftbild der Lagereigesellschaft (Google Maps)
- Abbildung 2.5 – IV Nassi-Shneidermann-Diagramm der Wennfunktion aus der Ungleichung 2.5 – IX (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.5 – V Nassi-Shneidermann-Diagramm der Wennfunktion aus der Ungleichung 2.5 – X (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.5 – VI Konzept der Regenwassernutzungsanlage (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.5 – VII Diagramm der Kammer- und Produkttemperatur und dem Kammerdruck aus dem Chargenprotokoll (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.5 – VIII Konzept der möglichen Ringkühlanlage des Autoklavs (Selbst erstellt)
- Abbildung 2.5 – IX Betriebsparameter der Kältemaschine (Quelle: Bitzer SE)

II Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.3 – I	Energetische Datenauflage des Autoklavs
Tabelle 2.3 – II	Absolute Häufigkeit beendeter Programme von Aug 2016 bis Juli 2017
Tabelle 2.3 – III	Anzahl der Vakua nach Programmwahl
Tabelle 2.3 – IV	Auswertung der Chargenprotokolle nach Stichprobe
Tabelle 2.3 – V	Frischwasser- und Energiepreise
Tabelle 2.5 – I	Darstellung des Frischwasserverbrauchs aus der Durchflussmessung
Tabelle 2.5 – II	Stoffstrombilanz des Dampferzeugers, Rohpfefferentkeimers und Autoklavs
Tabelle 2.5 – III	Frischwasserverbräuche aus Datenblatt
Tabelle 2.5 – IV	Übersicht der Kühlwasserverbräuche aus den Herleitungen
Tabelle 2.5 – V	Übersicht der Parameter und Elemente für die Dimensionierung der Regenwasserzisterne
Tabelle 2.5 – VI	Frischwassereinsparungen durch eine Regenwassernutzungsanlage mit einem Zisternennutzvolumen von 50 m ³
Tabelle 2.5 – VII	Errechnete durchschnittliche Frischwassereinsparung nach Simulation
Tabelle 2.5 – VIII	Energie- und Dampfstromströme am Autoklav
Tabelle 2.6 – I	Ist-Kosten des Autoklavs
Tabelle 2.6 – II	Frischwasserkosteneinsparungen in Abhängigkeit von Zisternenvolumina und Kühlwasserbedarfen durch den Einsatz einer Regenwassernutzungsanlage bei einer Betriebszeit von 117 h/Woche
Tabelle 2.6 – III	Frischwasserkosteneinsparungen in Abhängigkeit von Zisternenvolumina und Kühlwasserbedarfen durch den Einsatz einer Regenwassernutzungsanlage bei einer Betriebszeit von 67 h/Woche
Tabelle 2.6 – IV	Kosten aus Strombezug der Tauch- und Kreiselpumpen der Regenwassernutzungsanlage
Tabelle 2.6 – V	Kosteneinsparungen aus der Nutzung einer Regenwassernutzungsanlage, abhängig von Wochenbetriebsstunden, Kühlwasserbedarf und Zisternenvolumen
Tabelle 2.6 – VI	Investitionen der Regenwassernutzungsanlage
Tabelle 2.6 – VII	Gesamtinvestitionen der Regenwassernutzungsanlage und der weiteren notwendigen Bauschritte
Tabelle 2.6 – VIII	Statische Amortisationszeiten in Abhängigkeit der Zisternenvolumina

Tabelle 2.6 – IX	Elektrische Energiekosten der Kältemaschine in Abhängigkeit der Wochenbetriebsstunden
Tabelle 2.6 – X	Kostenübersicht der Ist-Situation und der Maßnahmen bei $BKW = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$
Tabelle 2.6 – XI	Kostenübersicht der Ist-Situation und der Maßnahmen bei $BKW = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$
Tabelle 2.6 – XII	Kostenübersicht der Ist-Situation und der Maßnahmen bei $BKW = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$
Tabelle 2.6 – XIII	Investitionen und jährliche Gewinne der Regenwassernutzungsanlage und der Kältemaschine
Tabelle 2.6 – XIV	Amortisationszeiten der Maßnahmen mit Berücksichtigung der Wochenbetriebsstunden und des Kühlwasserbedarfes

III Diagrammverzeichnis

Diagramm 2.3 – I	Absolute Häufigkeit der Programmläufe nach Monat und Jahr
Diagramm 2.5 – I	Durchflussmessung des linken Durchflussmessers
Diagramm 2.5 – II	Durchflussmessung des rechten Durchflussmessers
Diagramm 2.5 – III	Temperaturmessung der Entfeuchter 1 und 2
Diagramm 2.5 – IV	Relative Frischwassereinsparungsgrade in Abhängigkeit der Zisternennutzvolumina und Kühlwasserbedarfe
Diagramm 2.5 – V	Frischwassereinsparungsgrade in Abhängigkeit der Zisternennutzvolumina, Kühlwasserbedarfe und Abflussbeiwerte
Diagramm 2.5 – VI	Frischwassereinsparungsgrade in Abhängigkeit des Zisternennutzvolumens, Kühlwasserbedarfes und Auffangfläche
Diagramm 2.5 – VII	Errechnete durchschnittliche Frischwassereinsparung nach Simulation
Diagramm 2.6 – I	Kostenverteilung des Autoklavs
Diagramm 2.6 – II	Gesamtkosten der Frischwasserkühlung, der KKM und der RWNA bei $2,0 \text{ m}^3/\text{h}$ Kühlwasserbedarf

IV Abkürzungsverzeichnis

A_{AF}	Auffangfläche
A_{BF}	Bezugsfläche
AS	Abwassersiel
B_{KW}	Kühlwasserbedarf
c_f	Spezifische Wärmekapazität
Δt	Zeitabschnitt
ΔQ_V	Kondensationswärme
DIN	Deutsches Institut für Normung
EER	Energy Efficiency Ratio
El	Elektrisch
ε_K	Kälteleistungszahl
F	Zisternenfüllstand
FW	Frischwasser
G	Unternehmerischer Gewinn
I	Investition
k	Spezifische Kosten
K	Kosten
KKM	Kompressionskältemaschine
KP	Kreiselpumpe
KW	Kühlwasser
$k_{Abfluss}$	Abflussbeiwert
K_{Aut}	Kostenstelle des Autoklavs
$K_{Fix,FW}$	Frischwasserfixkosten
K_{KKM}	Kostenstelle der Kompressionskältemaschine
K_{RWNA}	Kostenstelle der Regenwassernutzungsanlage
L_{FW}	Frischwassermenge
L_{RW}	Regenwassermenge
N	Niederschlagshöhe
P_{Ein}	Eingangsleistung

$P_{Nenn,KP}$	Nennleistung Kreiselpumpe
$P_{Nenn,TP}$	Nennleistung Tauchpumpe
$P_{Nenn,VP}$	Nennleistung Vakuumpumpe
Q_{RW}	Regenwasserabfluss
$r_{(D,T)}$	Bemessungsregenspende
RW	Regenwasser
RWNA	Regenwassernutzungsanlage
s	Standardabweichung
T	Thermodynamische Temperatur
t_{Amo}	Amortisationszeit
Th	Thermisch
TP	Tauchpumpe
$\theta_{FW,Zu}$	Thermodynamische Frischwassertemperatur am Zulauf
UV	Ultraviolettstrahlung
V_{FW}	Frischwasserverbrauch
V_{Nutz}	Nutzvolumen der Zisterne
V_{RW}	Regenwassermenge
$VP_{E,th}$	Erdgaspreis
$VP_{E,el}$	Strompreis
$VP_{FW,Bez}$	Frischwasserbezugspreis
$VP_{FW,Ent}$	Abwasserentsorgungspreis
VP	Vakuumpumpe
$W_{AK,el}$	Jährlicher elektrischer Energiebezug des Autoklavs
WBH	Wochenbetriebsstunden
WK	Entfeuchter
WÜ	Wärmeübertrager

1 Einleitung

Der stetige Einsatz von Frischwasser zur Kühlung ist nicht nur kostenintensiv, sondern auch verschwenderisch, wenn er lediglich zur Aufnahme von Wärmeenergie dient. Diese Bachelorarbeit befasst sich mit der Frischwasserkühlung eines Autoklavs, der während des Betriebs mit Dampf gespeist und evakuiert wird, sodass Abwärme entsteht, die mit fließendem Frischwasser abgeführt werden muss. Das erwärmte Frischwasser wird anschließend nicht weiter genutzt, sondern über das Abwassersiel entsorgt. Es ist Gegenstand dieser Arbeit, Alternativen zur Frischwasserkühlung zu konzipieren, zu dimensionieren und hinsichtlich ihrer Wirtschaftlichkeit zu bewerten, um die Frischwasserkosten zu minimieren und somit Möglichkeiten zu einem aktiven Beitrag zum Umweltschutz durch Frischwassereinsparung zu finden.

Die Bachelorthesis beginnt mit der Darstellung relevanter wirtschaftlicher Eckdaten des Unternehmens und dessen Autoklav. Anschließend soll der Autoklav technisch beschrieben werden. Danach sollen die technischen Alternativen zur Frischwasserkühlung dargestellt, konzipiert und dimensioniert werden. Anschließend werden die technischen Alternativen hinsichtlich ihrer Wirtschaftlichkeit betrachtet, nachdem voraussichtliche Kosten und Investitionsausgaben erfasst worden sind. Nach diesem Schritt sollen Investitionsvergleichsrechnungen angewendet werden. Der Abschluss der Thesis wird nach einer Diskussion der hergeleiteten Ergebnisse eine Investitionsempfehlung sein, die begründet, ob, und wenn ja, in welche Technik investiert werden sollte.

Ziel dieser Arbeit ist es, Regenwassernutzung und Kältetechnik als technische Alternativen zur Frischwasserkühlung zu fokussieren und hinsichtlich ihrer Wirtschaftlichkeit als Investition zu bewerten.

2 Konzeption und Wirtschaftlichkeit

2.1 Unternehmensvorstellung und Autoklav

Die Lagereigesellschaft ist ein mittelständisches Unternehmen. Als Dienstleister bietet sie neben der klimastabilen Lagerung von Gewürzen und Trockenfrüchten auch deren Verteilung im norddeutschen Raum an. Eine weitere Dienstleistung ist die Entkeimung von Gewürzen und Trockenfrüchten im eigenen Autoklav.

Der Autoklav des Unternehmens dient der Sterilisierung von Gewürzen und Trockenfrüchten. Er wurde im Juli 2016 in Betrieb genommen, um das unternehmensspezifische Dienstleistungsangebot zu erweitern. Es ist anzunehmen, dass der Autoklav des in Zukunft noch öfter eingesetzt wird und daher die Frischwasserkosten in Zukunft stark ansteigen.

Der Autoklav besteht im Wesentlichen aus der Druckkammer und der peripheren Anlagentechnik. Er ist in Abbildung 2.1 – I in seitlicher Ansicht dargestellt. Die Abbildungen 2.1 – II und 2.1 – III zeigen die Maße des Autoklavs. Die Druckkammer ist hermetisch verschließbar. Sie wird durch Dampfleitungen mit Wasserdampf aus einem separaten Dampferzeuger versorgt. Das Vakuum wird durch Absaugen der Luft aus zwei Saugleitungen erzeugt. Für die Herstellung des dazu notwendigen Unterdrucks sind zwei Flüssigkeitsringpumpen installiert. Zur weiteren Anlagentechnik gehören zwei Entfeuchter, zwei Rohrwärmeübertrager, ein Abwassersammelbehälter, eine Saugpumpe im Abwassersammelbehälter, eine elektronisch regelnde Schaltzentrale und die für den Betrieb notwendigen Rohrleitungen.

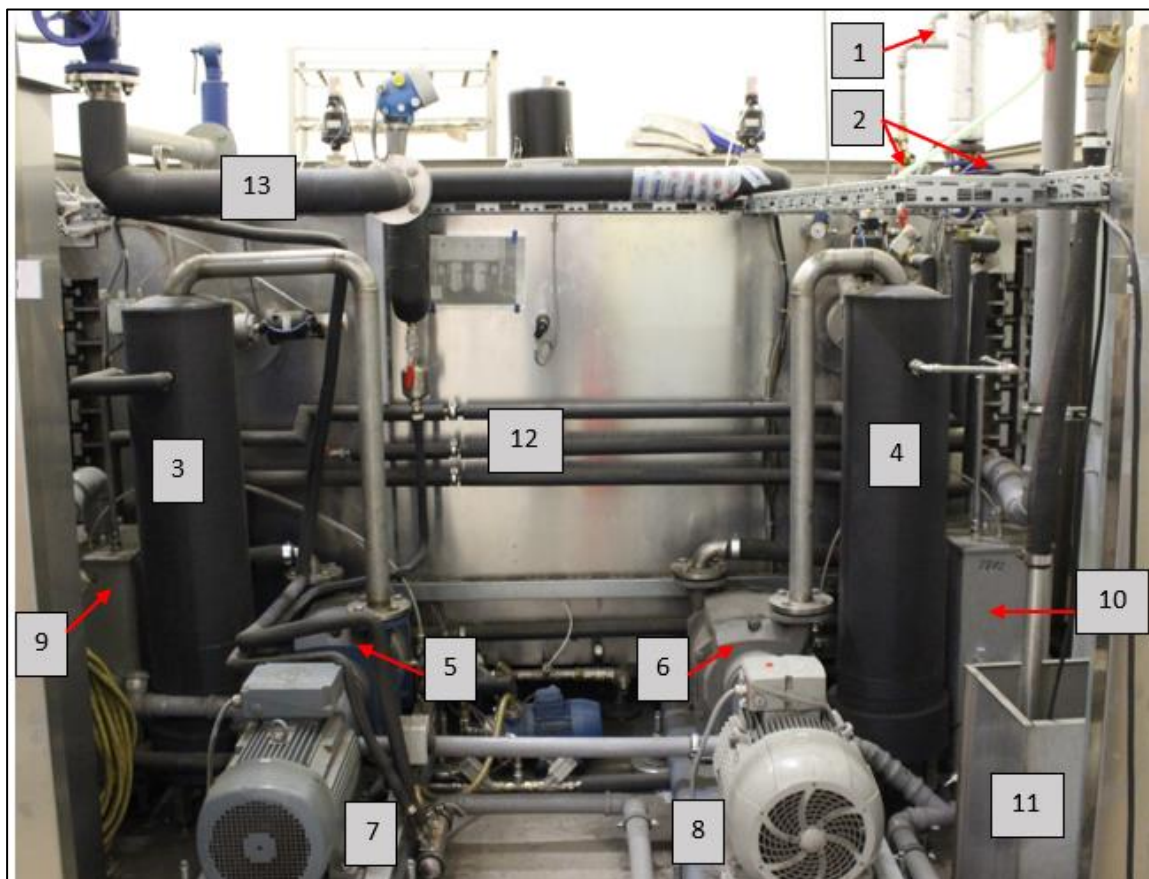


Abb. 2.1 – I: Seitenansicht des Autoklavs

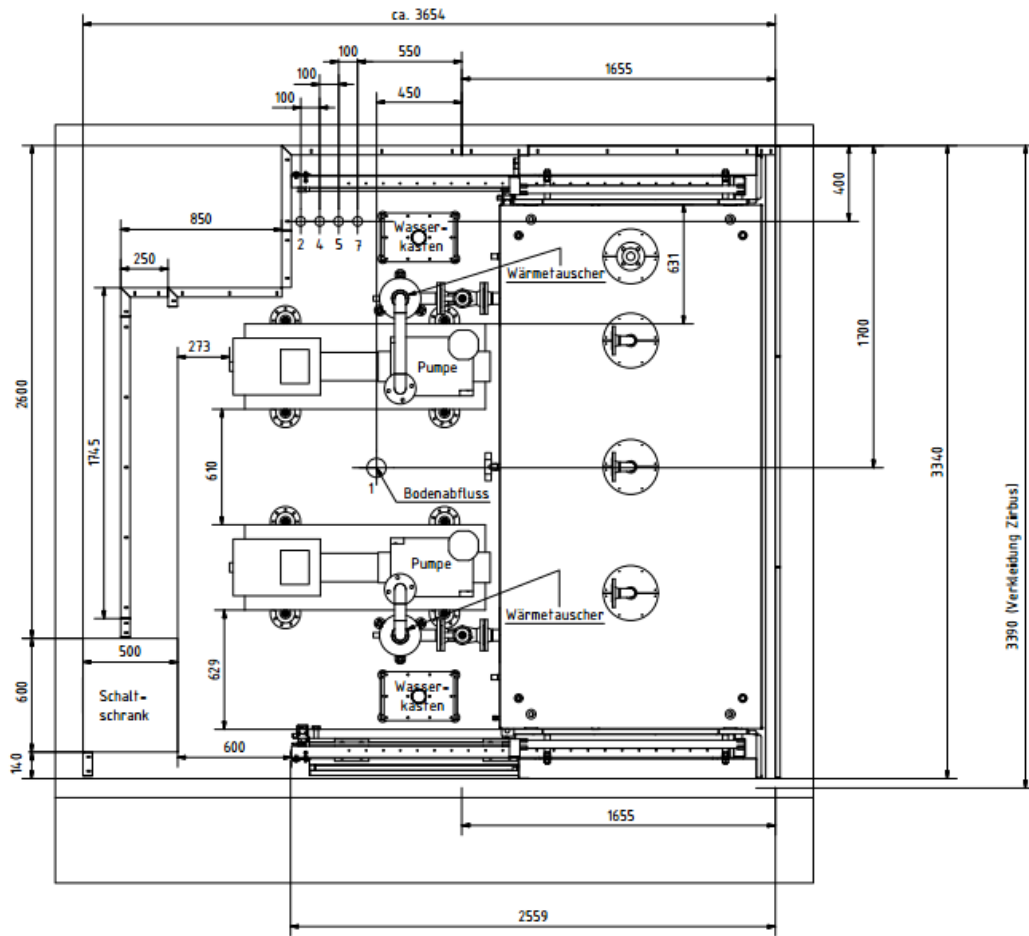


Abb. 2.2 – II: Maßangaben des Autoklavs mit Draufsicht, Angaben in mm

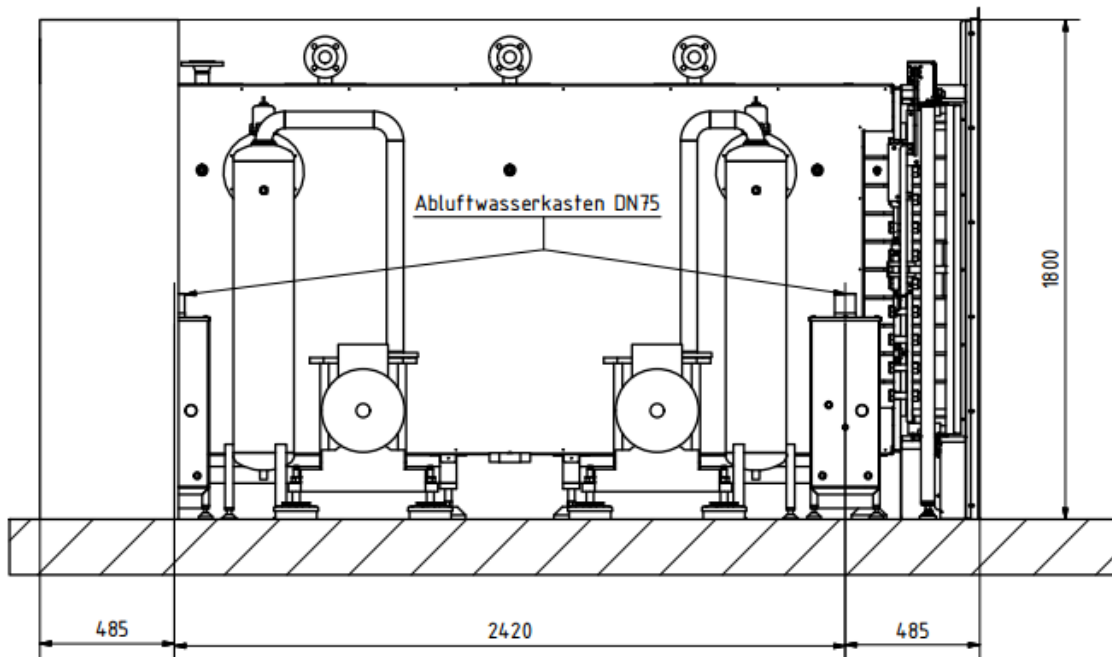


Abb. 2.1 – III: Maßangaben des Autoklavs aus seitlicher Perspektive, Angaben in mm

Gewürze und Trockenfrüchte werden auf Wagen in die Druckkammer eingefahren, anschließend wird die Druckkammer durch Schließen der Türen hermetisch abgeriegelt. Das produktspezifische Programm kann gewählt und gestartet werden. Jeder Produktart wird nach den individuellen Anforderungen der Entkeimung ein Programm zugeordnet, die sich untereinander in Abfolge und Anzahl der Vakua, der Wirkzeit der Sterilisierung, Wasserdampfmengenzusatzstoffen und Wasserdampfmenge unterscheiden.

Der Sterilisierungsvorgang startet durch Evakuierung der Druckkammer, der Kammerdruck sinkt. Der erforderliche Unterdruck wird durch beide Vakuumpumpen erzeugt, indem sie auf der Hochdruckseite einen Überdruck durch nahezu isotherme Kompression erzeugen und damit Luft/Dampf auf der Niederdruckseite ansaugen. Durch die Kompression wird das Dampf-Luft-Gemisch aus der Kammer in die Umgebung gefördert, ein Unterdruck entsteht in der Kammer. Nun wird Wasserdampf in die Kammer eingespeist, wodurch Kammer- und Produkttemperatur ansteigen. Die Druckkammer wird je nach laufendem Programm bis zu vier weitere Male evakuiert, um die Effektivität der Sterilisierung zu erhöhen. Die Wirkzeit auf das Produkt muss eine Mindestdauer erreichen, um als ausreichend effektiv für die Keimelimination bewertet werden zu können. Die Druckkammer wird vor dem Öffnen der Türen erneut evakuiert und mit Luft gespeist, um beim Öffnen der Türen auszuschließen, dass sich der Schichtarbeiter an austretendem Wasserdampf verbrühe.

Bei der Evakuierung der Druckkammer erwärmen sich die Vakuumpumpen. Die Gründe liegen in der erhöhten Temperatur des angesaugten Wasserdampf-Luft-Gemisches und an der Kompression dessen. Die Abwärme überträgt sich auf das Frischwasser. Frischwasser wird an sechs Stellen zugeführt, je drei auf der linken und auf der rechten Seite. Den Vakuumpumpen wird Frischwasser zugeführt. Ein Teil des Wassers wird im Betrieb durch die Kompression gefördert, sodass Frischwasser nachgeführt werden muss. Den Wärmeübertragern wird ebenfalls Frischwasser als Kältemedium zugeführt. Das Wasser nimmt einen Teil der Wärmeenergie des angesaugten Dampf-Luft-Gemisches auf, bevor es die Vakuumpumpen passiert. Den Entfeuchtern wird ebenfalls Frischwasser zugeführt, um die Wassertemperatur innerhalb zu verringern.

Abbildung 2.1 – IV zeigt das Schema der für die Kühlung wichtigen Komponenten und Stoffströme des Autoklavs. Die Abkürzungen WK, VP und WÜ stehen für Wasserkasten (Entfeuchter), Vakuumpumpe und Wärmeübertrager. Das Schema verdeutlicht, dass Kühlwasser an drei Stellen gebraucht wird. Beide Wärmeübertrager benötigen Kühlwasser zur Kühlung des Dampf-Luft-Gemisches aus der Druckkammer, es wird an dieser Stelle gekühlt, bevor es in die Vakuumpumpen gelangt. Der Durchflusswert dieses Kühlwasserstroms wird mit einem der beiden Durchflussmessern erfasst. Der Dampf-Luft-Strom wird bei Eintritt in die Vakuumpumpen mit Kühlwasser vermischt, komprimiert und auf der Hochdruckseite verdrängt. Aus dem Druckgradienten erfolgt ein Unterdruck, der die Druckkammer evakuiert. Außerdem werden die Wasserkästen 1 und 2 mit Kühlwasser gespeist. Die Kühlwasserströme in die Vakuumpumpen und die der Wasserkästen 1 und 2 werden mit dem anderen Durchflussmesser kumuliert erfasst. In den Wasserkästen 1 und 2 wird das Dampf-Luft-Gemisch entfeuchtet. Die Abluft gelangt außerhalb der Gebäudehülle in die Umgebung. Das abgeschiedene Wasser gelangt in den Wasserkasten 3. Im Schema nicht angedeutet ist, dass das in den Wasserkasten 3 gesammelte Wasser nur teilweise aus den genannten Stellen stammt. Das Kondensat des Autoklavs gelangt ebenfalls in den Wasserkasten 3. Das gesammelte Wasser wird aus dem Wasserkasten 3 gepumpt und in das Abwassersiel geleitet.

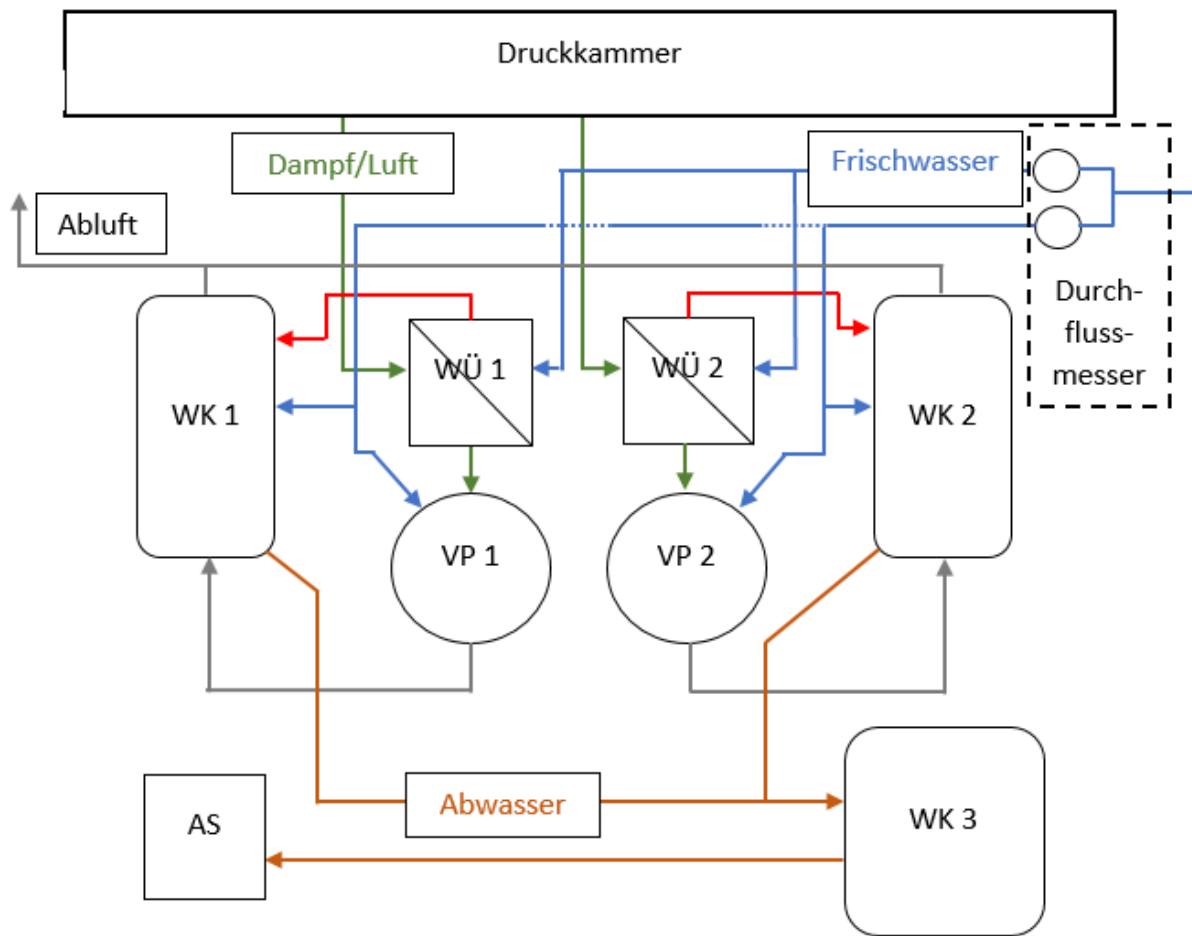


Abb. 2.1 – IV: Stoffstrom- und Komponentenübersicht des Autoklavs

2.2 Regenwassernutzungstechnik und Kompressionskältetechnik

2.2.1 Regenwassernutzungstechnik

Die Inhalte dieses Abschnittes basieren hauptsächlich auf der Normschrift DIN 1986-100. Im Folgenden werden Grundlagen der Abwassertechnik vermittelt und für die Thesis relevante Begriffe erklärt.

Eine Entwässerungsanlage ist eine Einrichtung, die anfallendes Abwasser ableitet oder sammelt [1]. Das Gebäude der Lagereigesellschaft verfügt über eine Entwässerungsanlage. Es soll im Rahmen dieser Bachelorthesis nur der Teil der Entwässerungsanlage betrachtet werden, der der Ableitung von Regenwasser dient. Dieser Teil der Entwässerungsanlage leitet das Wasser, das durch Niederschlagsereignisse auf die Dachfläche niederschlägt, in das Regenwassersiel ab.

Die Dachabschnitte der Lagereigesellschaft sind geneigt. Der Neigungswinkel ist kleiner als 3° , weshalb das Dach nach DIN 1986-100 Abschnitt 14.2.3 als ein Flachdach definiert wird. Der Neigungswinkel ist für die Dimension der Regenwassersammelanlage maßgeblich, denn aus ihr bestimmt sich der Abflussbeiwert. Die Neigung dient dem gerichteten Abfluss des Niederschlags zur Dachrinne, von wo aus das Wasser durch Freispiegelleitungen abgeleitet wird.

Die Berechnungsregenspende, auch Bemessungsregenspende genannt, ist eine Kenngröße zur Dimensionierung von Entwässerungsanlagen [2]. Rasterdaten der Kenngröße werden von KOSTRA-DWD (Koordinierte Starkniederschlagsregionalisierung und -auswertung des Deutschen Wetterdienstes) erarbeitet und bereitgestellt. Die Bemessungsregenspende $r_{(D,T)}$ ist der statistische Wert der maximalen Regenspende eines Regenereignisses, die in T Jahren und in einer Dauer von D Minuten auf eine Bezugsfläche niederschlägt. Nach DIN 1986-100 Abschnitt 14.2.2 ist für die Dimensionierung von Entwässerungsanlagen eine Bemessungsregenspende mit einer Jährlichkeit von 5 Jahren und einer Dauer von 5 Minuten zu kalkulieren.

Die Dimensionierung der Freispiegelleitungen basiert auf der Normvorschrift DIN 1986-100. Die genaue Dimensionierung der Freispiegelleitungen ist aus folgendem Grund relevant: Da die Abwasserableitung durch Fall-, Sammel- und Grundrohre durch die Schwerkraft erfolgt, muss gewährleistet sein, dass eine maximale Füllhöhe der Leitungen nicht überschritten wird [3]. Bei vollständiger Füllung besteht das Risiko, dass die gravitationsbedingte Ableitung des Abwassers nicht mehr gewährleistet ist, wodurch die Dachflächen überflutet werden können. Es soll diesem Risiko begegnet werden, indem Freispiegelleitungen korrekt dimensioniert werden, sodass das Risiko von Überflutungen minimiert wird.

Um die zukünftige Verfügbarkeit von Regenwasser als Alternative zur Kühlung mit Frischwasser einschätzen zu können, sollen die Messwerte der Niederschlagshöhen vergangener Jahre betrachtet werden. Die Messwerte sind über das Portal Wetterdaten und -statistiken Express (WESTE) des Deutschen Wetterdienstes zu beziehen [4]. Es liegen die Tageswerte der Niederschlagshöhen der letzten zehn Jahre (2007 bis 2016) vor. Bei der Messstation handelt es sich um die Wetterstation Hamburg-Fuhlsbüttel. Als „Niederschlag“ wird im Folgenden nur flüssiger Niederschlag in Form von Regen berücksichtigt.

Die Niederschlagshöhe N ist eine Größe zur quantitativen Beschreibung von flüssigem gefallenem Niederschlag in einem bestimmten Zeitintervall. Es wird das Volumen des Wassers, das auf eine bestimmte Fläche in diesem Zeitintervall gefallen ist, angegeben. Es resultiert Gleichung 2.2 – I [5]. Die angegebene Maßeinheit Millimeter resultiert aus dem Volumen des gefallenem Niederschlags in Liter auf die betrachtete Fläche in Meter (Gleichung 2.2 – II) [5]:

Gleichung 2.2 – I:

$$N = \frac{V_{RW}}{A_{AF}}$$

Gleichung 2.2 – II:

$$\frac{l}{m^2} = mm$$

Neben der Niederschlagshöhe N ist der Abflussbeiwert $k_{Abfluss}$ eine quantitative Größe zur Beschreibung von Regenwasserabflüssen. Bei Regenereignissen ist das Regenwasservolumen V_{RW} , das auf eine Bezugsfläche niederschlägt, nicht zwingend gleich dem Regenwasserabfluss Q_{RW} , der in das Regenwasser- oder Mischwassersystem abfließt. Der Teil von V_{RW} , der versickert, verdunstet oder auf der Auffangfläche verbleibt, gelangt nicht zur Abflussstelle und bildet somit nicht Teil des Regenwasserabflusses. Der Abflussbeiwert ist der Quotient aus Regenwasserabfluss und niedergeschlagenem Regenwasservolumen. Gleichung 2-III definiert den Abflussbeiwert [6]:

Gleichung 2.2 – III:

$$k_{Abfluss} = \frac{Q_{RW}}{V_{RW}}$$

Die DIN EN 12056-3 gibt Abflussbeiwerte für verschiedene Dachkonzepte und Untergründe vor. Nach der DIN EN 12056-3 fällt das Dach der Lagereigesellschaft auf Grund seines geringen Neigungswinkels in die Kategorie „Flachdach“. Einem Flachdach mit Abdeckungsplanen weist die Norm einen Abflussbeiwert von 0,9 zu. Das würde bedeuten, dass 90 % des niedergeschlagenen Regenwassers als Regenwasserabfluss über die Entwässerungsanlage abfließt.

2.2.2 Kompressionskältemaschine

Eine Kompressionskältemaschine ist eine technische Anlage zur aktiven Übertragung von Wärme aus einem System (Kälteraum oder Kältesphäre) in ein anderes System (Umgebung) mit Hilfe eines Kältemittels. Zur aktiven Übertragung von Wärme entgegen dem Temperaturgradienten ist die Zufuhr von Energie notwendig. Diese Energiezufuhr wird als Eingangsleistung P_{Ein} bezeichnet und ist in der Regel elektrisch [7]. Abbildung 2.2 – I zeigt den Aufbau einer Kompressionskältemaschine schematisch. Die Funktionsweise der einzelnen Komponenten soll im Folgenden kurz beschrieben werden.

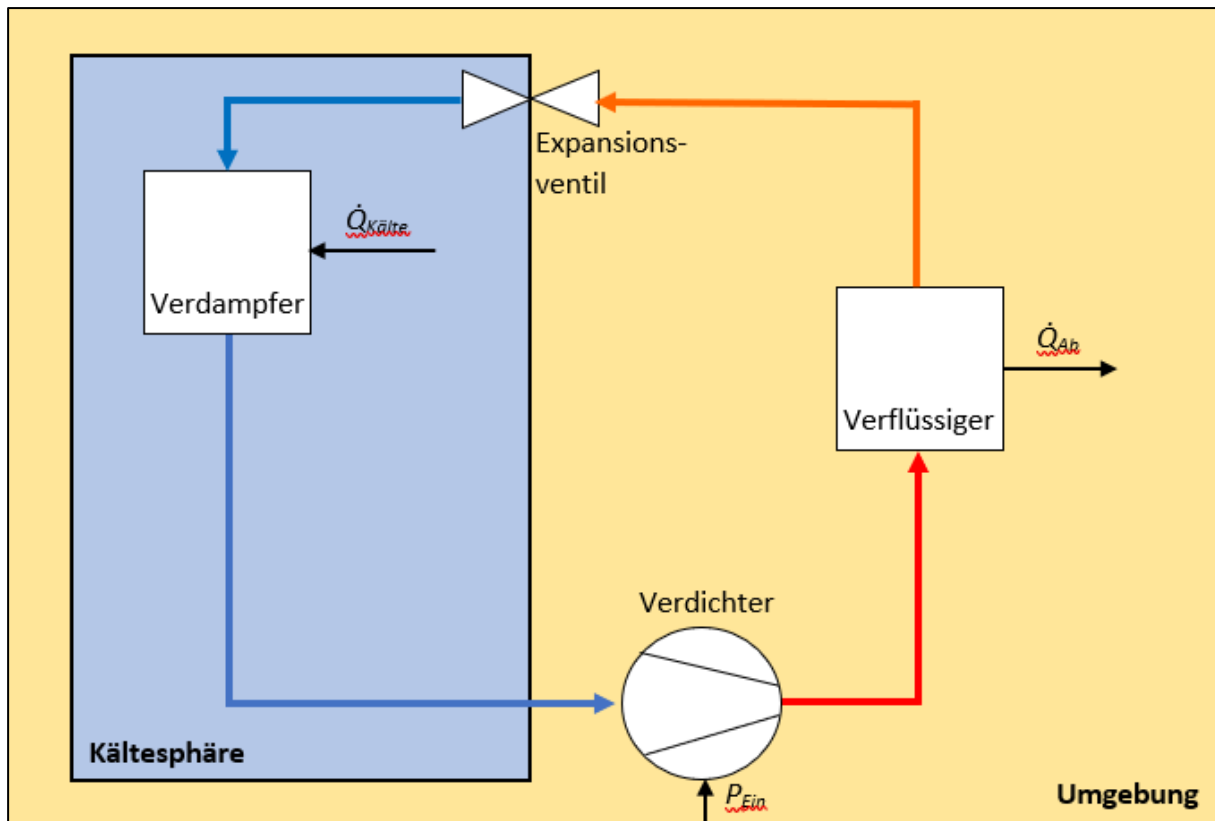


Abb. 2.2 – I: Schema der Anlagenkomponenten einer Kompressionskältemaschine

Eine Kompressionskältemaschine besteht im Wesentlichen aus vier Komponenten [8]: Der Verdichter komprimiert unter Umsetzung der Eingangsleistung P_{Ein} das gasförmige Kältemittel auf der Umgebungsseite. Das hat eine Druck- und Temperaturerhöhung des Kältemittels, das auch nach Austritt aus dem Verdichter gasförmig bleibt, zur Folge [9]. Über Rohrleitungen und den Förderdruck gelangt das Kältemittel anschließend zum Verflüssiger, in den es gasförmig eintritt und unter Wärmeabgabe \dot{Q}_{Ab} an die Umgebung durchfließt [8]. Dadurch kondensiert das Kältemittel und tritt im flüssigen Zustand aus dem Verflüssiger aus. In diesem Zustand folgt eine isenthalpe Entspannung über ein Expansionsventil [8]. Das Expansionsventil ist in der Isolierung zwischen Kältesphäre und Umgebung verbaut, sodass der Austritt des Kältemittels aus dem Expansionsventil gleichzeitig der Eintritt desselben in die Kältesphäre ist. Die isenthalpe Entspannung des Kältemittels bewirkt einen sprunghaften Temperaturabfall. Dieser Effekt ist als Joule-Thompson-Effekt beschrieben [10]. Das Temperaturniveau des Kältemittels an dieser Stelle befindet sich unter dem Temperaturniveau der Kältesphäre. In der Kältesphäre platzierte Körper geben Wärme über den Verdampfer an das Kältemittel ab und werden so

abgekühlt. Der Verdampfer ist ein Wärmeübertrager. Die Wärmeabgabe an das Kältemittel wird in der Kältetechnik als Kälteleistung $\dot{Q}_{Kälte}$ bezeichnet.

Das Verhältnis von Kälteleistung zu Eingangsleistung wird als Kälteleistungszahl ε_K bezeichnet. ε_K ist eine Leistungszahl zur Beschreibung der Effizienz einer Kältemaschine und wird auch als Energy Efficiency Ratio (EER) bezeichnet [11]. ε_K ist nicht mit dem Wirkungsgrad gleichzusetzen. Es gilt folgende Gleichung 2.2 - IV [7] [8]:

$$\varepsilon_K = \frac{\dot{Q}_{Kälte}}{P_{Ein}}$$

Die Wärmeabgabe vom Kältemittel an die Umgebung erfolgt wie oben beschrieben über den Verflüssiger. Der Verflüssiger ist also ein Wärmeübertrager. Die Wärmeabgabe \dot{Q}_{Ab} ist die Summe aus der Kälteleistung und der Eingangsleistung, sofern von einer idealen Kältemaschine ausgegangen wird. In der Realität treten u.a. Reibungs- und Strömungsverluste auf. Für die theoretische Betrachtung sollen diese aber außenvorgelassen werden. Es gilt folgende Gleichung 2.2 - V [7]:

$$\dot{Q}_{Ab} = P_{Ein} + \dot{Q}_{Kälte}$$

Im Folgenden werden die thermodynamischen Zustandsänderungen des Kältemittels, die zur Umsetzung der Kälteleistung führen, anhand eines Beispiels erklärt. Abbildung 2.2 – II zeigt das log-p,h-Diagramm des Kältemittels R-410A im Kreisprozess. Aufgetragen ist der Druck auf der Ordinate und die spezifische Enthalpie des Kältemittels auf der Abszisse im Kältekreislauf. Der Druck ist logarithmisch und die spezifische Enthalpie linear aufgetragen.

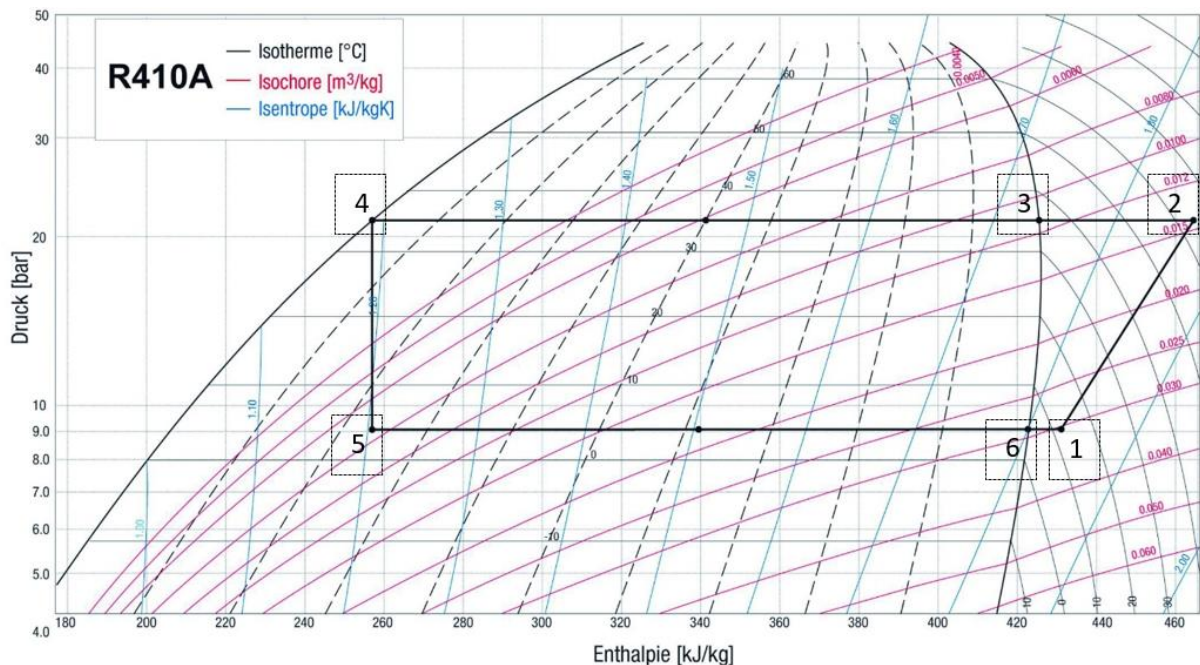


Abb. 2.2 – II: Log-p,h-Diagramm des Kältemittels R-410A

Der Punkt 1 markiert die Stelle des Kältemittels vor Eintritt in den Verdichter auf der Niederdruckseite, Punkt 2 die Stelle nach Austritt auf der Hochdruckseite. Die Kompression des Kältemittels durch den Verdichter lässt sich als adiabate Verdichtung von Punkt 1 nach Punkt 2

beschreiben [12] [13]. Aus der Verdichtung resultiert eine Temperatur- und Druckerhöhung des Kältemittels. An Punkt 2 hat das Kältemittel eine Temperatur von ca. 65°C und einen Druck von ca. 22 bar.

Zwischen Punkt 2 und Punkt 4 wird die isobare Abkühlung des Kältemittels im Diagramm dargestellt [13]. Diese Zustandsänderung geschieht im dem Verdichter nachgeschalteten Verflüssiger. Der Verflüssiger ist ein Wärmeübertrager, der die Wärme des Kältemittels durch den Temperaturgradienten zwischen der Umgebung (Außenluft oder Wasser) und dem Kältemittel an die Umgebung abgibt. Durch die Wärmeabgabe verringert sich zunächst die Temperatur unter sensibler Wärmeabgabe des Kältemittels, ohne seinen gasförmigen Aggregatzustand zu ändern. Dargestellt ist diese Zustandsänderung, die als Enthitzung bezeichnet wird, zwischen Punkt 2 und Punkt 3 [13] [14]. Das Kältemittel verringert seine Temperatur hier von 65°C auf 35°C. Der Punkt 3 markiert den Übergang zwischen Sattdampfphase und Nassdampfphase. Zwischen Punkt 3 und Punkt 4 gibt das Kältemittel mit einer Temperatur von 35°C noch immer Wärme an die Umgebung ab, wenn die Umgebungstemperatur kleiner als 35°C ist. Durch diese als latent bezeichnete Wärmeabgabe kondensiert das Kältemittel, sein Flüssigkeitsanteil steigt auf bis zu 100 % [13]. Das Erreichen der vollständigen Flüssigphase ist in Punkt 4 dargestellt. Das Kältemittel liegt hier vollständig flüssig mit einer Temperatur von 35°C vor. Der Punkt 4 markiert gleichzeitig den Austritt des Kältemittels aus dem Verflüssiger.

Die Zustandsänderung zwischen Punkt 4 und Punkt 5 stellt eine isenthalpe [8] Entspannung dar. Sie geschieht im Expansionsventil der Kältemaschine. Aus der isenthalpen Entspannung resultiert eine schlagartige Expansion des Kältemittels. Dadurch verändert sich erstens der Aggregatzustand des Kältemittels: Aus der Flüssigphase heraus verdampft das Kältemittel durch die Expansion teilweise, es liegt nach Austritt aus dem Expansionsventil als Nassdampfphase von knapp 25 % Flüssiganteil vor. Zweitens sinkt die Temperatur schlagartig um über 30°C von 35°C auf unter 5°C ab. Diese Temperaturabnahme resultiert aus einem physikalischen Phänomen, das durch den Joule-Thomson-Effekt beschrieben wird [13].

Nach Austritt aus dem Expansionsventil, was den Eintritt in die Kältesphäre einschließt, gelangt das Kältemittel an den Zulauf des Verdampfers. Die folgende Verdampfung des Kältemittels wird im Diagramm als isobare Zustandsänderung zwischen Punkt 5 und 1 dargestellt [8] [13]. An dieser Stelle herrscht ein Temperaturgradient zwischen den in der Kältesphäre befindlichen Körpern und des Kältemittels. Aus dem Temperaturgradienten resultiert eine Wärmeübertragung von den Körpern auf das Kältemittel, wenn die Temperatur der Körper höher ist als die des Kältemittels. Es wird folglich Kälteleistung umgesetzt. Durch die Wärmeaufnahme am Kältemittel beginnt es, zu verdampfen. Die Umwandlung von Nass- in Sattdampf ist in Punkt 6 markiert. Der Flüssiganteil sinkt folglich, bis es vollständig als Sattdampf vorliegt. Im Anschluss nimmt das Kältemittel weiterhin Wärme der Körper auf, weshalb sich die Temperatur des Kältemittels erhöht, ohne den Aggregatzustand zu verändern. Von Punkt 5 bis Punkt 6 ist somit eine latente Wärmeaufnahme und zwischen Punkt 6 und Punkt 1 eine sensible Wärmeaufnahme gezeigt. Die sensible Wärmeaufnahme wird als Überhitzung bezeichnet [14] [15]. Die Überhitzung dient u.a. der Sicherstellung, dass das Kältemittel als Sattdampf in den Verdichter gesaugt wird, da sonst eine Beschädigung bzw. Zerstörung des Verdichters droht [15].

Punkt 1 markiert wie zuvor beschrieben den Eintritt in den Verdichter, somit ist der Kreislauf des Kältemittels an dieser Stelle geschlossen.

2.3 Datenlage

In diesem Kapitel werden vorhandene Messwerte und Informationen genannt, die für die weitere Bearbeitung der Themenstellung relevant sind.

Es sind Messdaten der Niederschlagshöhen in Hamburg vorhanden. Die Messdaten entstammen der Wetterstation Hamburg-Neuwiedenthal. Über das Portal Wetterdaten und -statistiken Express (WESTE) des Deutschen Wetterdienstes können diese Daten bezogen werden. Es liegen die Messwerte der Niederschlagshöhen zu jeder vergangenen Stunde der letzten ganzen zehn Jahre (2007 bis 2016) vor. Für die Temperatur des Regenwassers auf Erdbodenniveau liegen keine Messdaten vor.

Die Abbildung 2.3 – I stellt die Gebäude auf dem Grundstück der Lagerei dar. Eingezeichnet sind die Regenfallrohre als Dreiecke. Die blau markierten Abstände betragen 11,5 m zwischen den Fallrohren, in Rot markierte Abstände betragen 10,5 m zwischen den Fallrohren. Die gestrichelte Linie markiert den Übergang von versiegelter zu unversiegelter Fläche. Das Gebäude steht auf versiegelter Betonfläche, die Grundstücksgrenzen sind Grünstreifen. Die Gebäude mit Dachfläche 8 und 9 gehören nicht zur Lagereigesellschaft, sondern sind Teil eines Fremdbetriebs. Die äußerste Linie kennzeichnet die Grundstücksgrenze beider Betriebe.

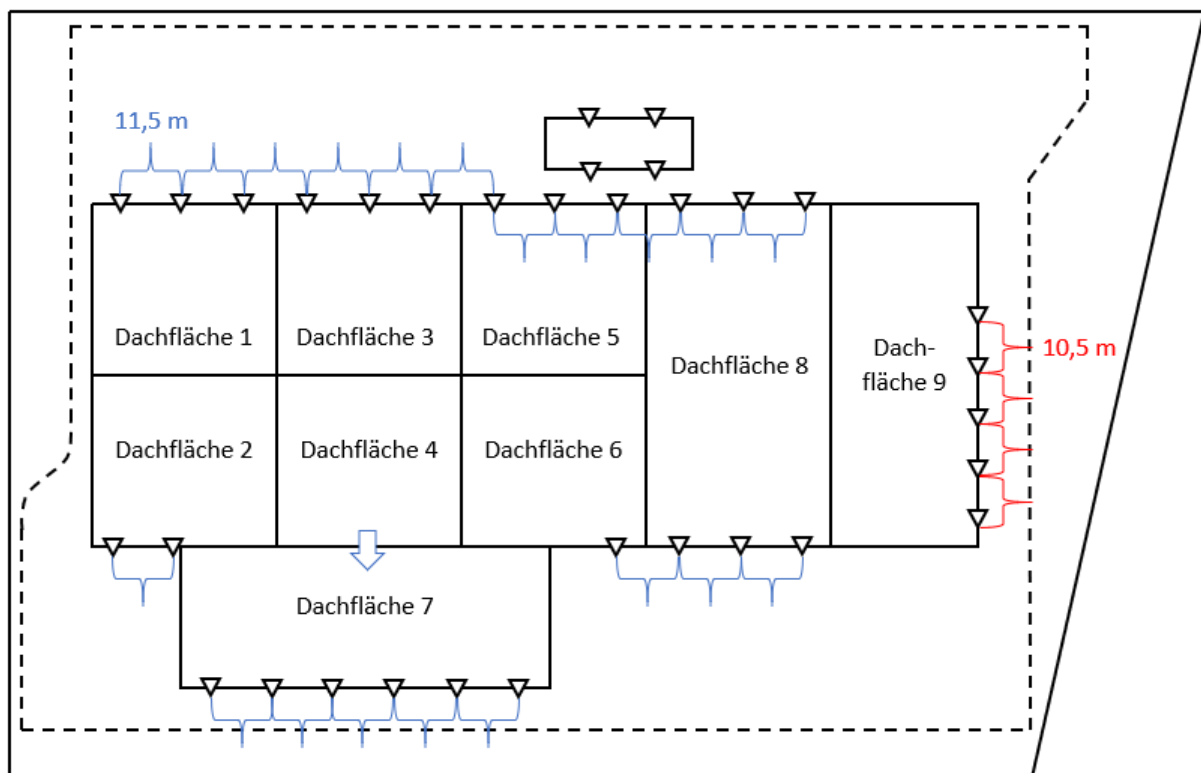


Abb. 2.3 – I: Lageübersicht der Dachflächen, Regenrinnen und des Grundstücks der Lagereigesellschaft

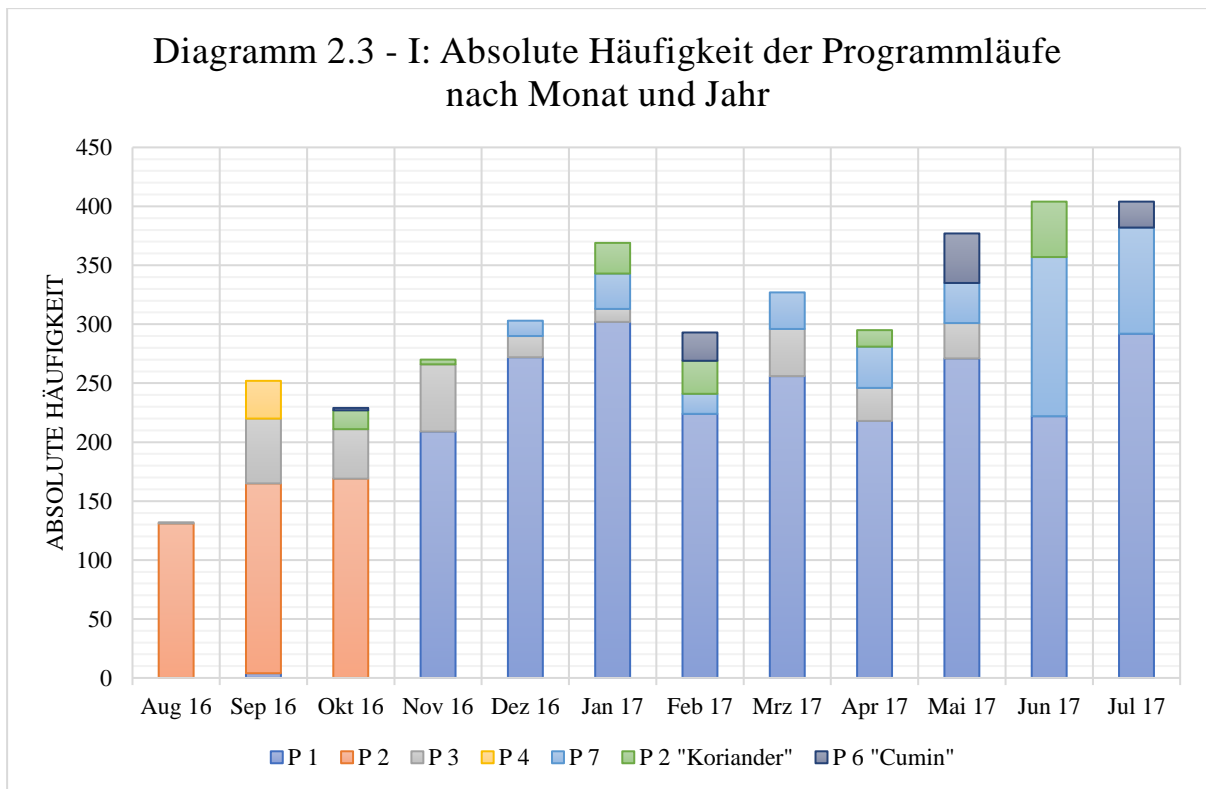
Betriebliche Messwerte des Autoklavs stehen teilweise zur Verfügung. Zu jedem Sterilisierungsvorgang wird ein Chargenprotokoll maschinell erstellt und abgespeichert. Darauf sind der Dampfverbrauch und die Vorgangsdauer der jeweiligen Charge hinterlegt. Der Frischwasserverbrauch, der zur Kühlung eingesetzt wird, ist nicht protokolliert, es sind lediglich Messinstrumente an den Frischwasserzuleufen vorhanden, die den Frischwasserzulauf kontinuierlich messen und anzeigen. Die Frischwassertemperaturen am Zulauf und an den Ausläufen sind nicht bekannt, es ist aber eine kontinuierliche Messeinrichtung der Temperatur der Entfeuchter vorhanden. Die elektrische Nennleistung der Vakuumpumpen und die thermische Nennleistung des Dampferzeugers sind bekannt, sie ergeben sich aus den Typenschildern der Maschinen. Der jährliche elektrische Energiebezug des Autoklavs ist aus dem Protokoll einer im Jahr 2017 durchgeführten Energieeffizienzberatung bekannt. Die Werte sind in Tabelle 2.3 – I aufgezeigt:

Tabelle 2.3 – I: Energetische Datenauflage des Autoklavs				
Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit	Quelle
Nennleistung Vakuumpumpe	$P_{Nenn,VP}$	11	kW	Typenschild
Nennleistung Dampferzeuger	$P_{Nenn,DE}$	2.100	kW	Typenschild
Jährlicher elektrischer Energiebezug des Autoklavs	$W_{AK,el}$	116,1	MWh/a	Energieberatung

Die Chargenprotokolle sind ausgezählt worden. Die Auszählung ergibt eine Urliste, die in Tabelle 2.3 – II dargelegt ist.

Tabelle 2.3 – II: Absolute Häufigkeit beendeter Programme von Aug 2016 bis Juli 2017								
	P 1	P 2	P 3	P 4	P 7	P 2 "K"	P 6 "C"	Summe
Aug 16	0	131	1	0	0	0	0	132
Sep 16	4	161	55	32	0	0	0	252
Okt 16	0	169	42	0	0	16	2	229
Nov 16	209	0	57	0	0	4	0	270
Dez 16	272	0	18	0	13	0	0	303
Jan 17	302	0	11	0	30	26	0	369
Feb 17	224	0	0	0	17	28	24	293
Mrz 17	256	0	40	0	31	0	0	327
Apr 17	218	0	28	0	35	14	0	295
Mai 17	271	0	30	0	34	0	42	377
Jun 17	222	0	0	0	135	47	0	404
Jul 17	292	0	0	0	90	0	22	404

Die Urliste ist in Diagramm 2.3 – I als Balkendiagramm grafisch dargestellt. Es ist aus dem Diagramm zu erkennen, dass der Einsatz des Autoklavs im vergangenen Jahr gestiegen ist. Nach Aussage des Geschäftsführers hat der Autoklav seine Ziel-Auslastung in Mai, Juni und Juli 2017 erreicht.



Die Programme unterscheiden sich u.a. in der Anzahl der in der Druckkammer erzeugten Vakua. Sie sind in Tabelle 2.3 – III dargelegt.

Tabelle 2.3 – III: Anzahl der Vakua nach Programmwahl							
	P 1	P 2	P 3	P 4	P 7	P 2 „K“	P 6 „C“
Anzahl Vakua	3	4	3	1	3	5	3

Der Autoklav arbeitet im Drei-Schicht-Betrieb. Von sonntags, 22 Uhr wird der Autoklav bis freitags, 19 Uhr betrieben. An ca. sechs Tagen im Jahr fällt die erste Schicht von Sonntag, 22 Uhr bis Montag, 7 Uhr auf eine Begasung, bei der der Autoklav nicht betrieben wird. Der Autoklav ist somit durchschnittlich 112,4 Stunden pro Woche im Betrieb. Das entspricht 5.850 h/a und einem Auslastungsgrad von 67 %.

Im Rahmen der Auszählung der Chargenprotokolle sind einige Protokolle ausführlicher betrachtet worden. Es wurden stichprobenartig Daten erfasst und ausgewertet. Es ergeben sich die programmspezifische Betriebsdauer und der programmspezifische Wasserdampfverbrauch als Durchschnittswerte. Mit angegeben ist die empirische Standardabweichung s und der jeweilige Stichprobenumfang. Tabelle 2.3 – IV zeigt die Ergebnisse.

Tabelle 2.3 – IV: Auswertung der Chargenprotokolle nach Stichprobe					
Programm	Wasserdampfverbrauch, Durchschnitt	s	Betriebsdauer, Durchschnitt	s	Stichprobenumfang
	kg	kg	min	min	
P 1	55,0	8,1	66,7	9,6	100
P 2	69,5	19,6	59,0	16,5	400
P 3	48,8	7,6	61,4	9,4	112
P 4	19,8	2,8	41,3	3,8	32
P 7	53,5	7,7	49,9	7,4	100
P 2 „Koriander“	91,6	14,6	64,1	9,3	100
P 6 „Cumin“	44,3	7,2	60,5	8,7	90

Relevante wirtschaftliche Daten sind Frischwasser- und Energiepreise des Unternehmens. In der Tabelle 2.3 – V sind die Daten aufgelistet, sie entstammen den Rechnungsschreiben der Versorger.

Tabelle 2.3 – V: Frischwasser- und Energiepreise			
Formelzeichen	Stelle	Preis	Einheit
$VP_{FW,Bez}$	Frischwasserbezug	1,73	€/m ³
$VP_{FW,Ent}$	Abwasserentsorgung	2,11	€/m ³
$K_{Fix,FW}$	Grundbetrag Wasserwerke	163,68	€/a
$VP_{E,th}$	Brennstoffbezug Erdgas	0,043	€/kWh
$VP_{E,el}$	Energiebezug elektrisch	0,175	€/kWh

2.4 Regenwassernutzung und Kompressionskältetechnik als technische Alternativen

In diesem Kapitel sollen Überlegungen zu möglichen technischen Alternativen dargestellt werden. Die Materialkosten des Frischwassers geben in ihrer Höhe Anlass dazu, Investitionen in technische Alternativen in Betracht zu ziehen. Es stellt sich die Frage, welche Möglichkeiten als Alternativen in Betracht kommen, wie sie zu konzipieren und zu dimensionieren sind und welche Schlüsse zur Rentabilität der Investitionen zu ziehen sind. Im Folgenden werden die Nutzung von Regenwasser und die Nutzung von Kompressionskältetechnik als potentielle technische Alternativen zur Frischwasserkühlung begründet.

Die Investition in eine Regenwasserzisterne und die für den Betrieb erforderlichen Anlagenkomponenten ist angesichts der Materialkosten des Frischwassers zu bewerten. Anstelle des Frischwassers kann im Prinzip Regenwasser eingesetzt werden, das durch Aufnahme der Wärmeenergie die nötige Kälteleistung umsetzt. Der Vorteil einer Regenwassernutzung ist, dass Regenwasser theoretisch kostenlos zur Verfügung steht und somit selbst keine Bezugskosten verursacht. Es ist zu prüfen, ob Regenwasser für den Einsatz als Kältemedium geeignet ist. Sollte es geeignet sein, ist zu prüfen, wie eine Regenwasserkühlung realisiert werden kann und wie sich eine Investition in Regenwasserkühlung rentiert. Eine Regenwasserkühlung soll so konzipiert werden, dass keine zusätzlichen Gefahren für Menschen entstehen und dass möglichst keine betrieblichen Einschränkungen resultieren. Es stellt sich nach der Konzeption die Frage nach der Amortisationszeit einer Investition in Regenwasserkühlung.

Frischwasser als Kältemedium einzusetzen führt zu einem hohen Frischwasserverbrauch, da das Frischwasser nicht in einem Kreislauf gefahren wird. Das Wasser wird dem Frischwassernetz entnommen und nach der Erwärmung entsorgt. Die für den Autoklav bei Betrieb erforderliche Kälteleistung wird somit durch den Verbrauch von Frischwasser realisiert. Die Kälteleistung kann theoretisch alternativ durch eine elektrisch betriebene Kompressionskältemaschine bereitgestellt werden. Der Vorteil wäre, dass das Kältemedium einer Kompressionskältemaschine in einem Kreislauf gefahren wird, sodass, abgesehen von nicht vermeidbaren geringen technisch bedingten Verlusten, kein Verbrauch des Kältemediums notwendig ist. Für die Bereitstellung von Kälteleistung muss in dem Fall elektrische Energie bezogen werden. Es stellt sich die Frage nach der Amortisationszeit einer Investition in Kompressionskältetechnik, nachdem eine für den Betrieb geeignete Kompressionskältemaschine konzipiert worden sein wird.

2.5 Konzeption und Dimensionierung

2.5.1 Frischwasserverbrauchs- und Temperaturmessung am Autoklav

Für die Dimensionierung der technischen Alternativen und die Investitionsrechnung sind wichtige Daten zu beschaffen, die bisher noch nicht vorliegen. Zu den benötigten Daten gehören der Frischwasserverbrauch und die Temperaturen des Frischwassers am Zulauf und an Stellen, an denen Kälteleistung umgesetzt wird. Die Temperaturniveaus sind für die Berechnung der erforderlichen Kälteleistung ebenso entscheidend wie die Frischwassermenge bzw. der Frischwasserdurchfluss. Für die Investitionsrechnung relevant sind die Höhen der Investitionen und die voraussichtlichen Kosten der Investitionen.

Der Autoklav verfügt über zwei Durchflussmesser, die kontinuierlich den Frischwasserdurchfluss an zwei Punkten des Frischwasserzulaufs messen und anzeigen (Siehe Abb. 2.1 – IV). Der dargestellte Messwert ist in Liter pro Minute angegeben, die Auflösung liegt im Bereich eines zehntel Liters pro Minute.

Die kontinuierliche Messung kann nicht in Form eines zeitlichen Durchflussprofils grafisch dargestellt werden. Lediglich ein Ablesen des angezeigten Momentanwertes ist möglich. Es wurden im Rahmen einer Sterilisierung bei sich im Betrieb befindlichen Autoklav die Momentanwerte beider Durchflussmesser im zeitlichen Verlauf abgelesen und die Durchflusswerte und die jeweilige Dauer der Durchflusswerte notiert. Da zwar die einfache Ablesung im zeitlichen Verlauf zu Messabweichungen führt, ist diese Messung grundsätzlich als ungenauer als ein grafisches, digitales Auftragen. Da die zeitliche Änderung der Durchflusswerte aber sehr gering war und die Dauer der jeweiligen Durchflusswerte sehr genau gemessen werden konnten, kann diese Messung als hinreichend genau betrachtet werden.

In folgendem Diagramm 2.5 – I ist die Durchflussmessung des linken Durchflussmessers grafisch dargestellt. Auf der Abszisse ist die vergangene Zeit in s und auf der Ordinate der Durchflusswert in l/min aufgetragen. Es ist nachträglich eine Regressionskurve eingefügt worden, um den zeitlichen Verlauf des Durchflusses zu verdeutlichen. Der gemessene Sterilisierungsvorgang dauerte 2.940 s, was exakt 49 min entspricht. Bei diesem Sterilisierungsvorgang wurde Programm 7 eingestellt.

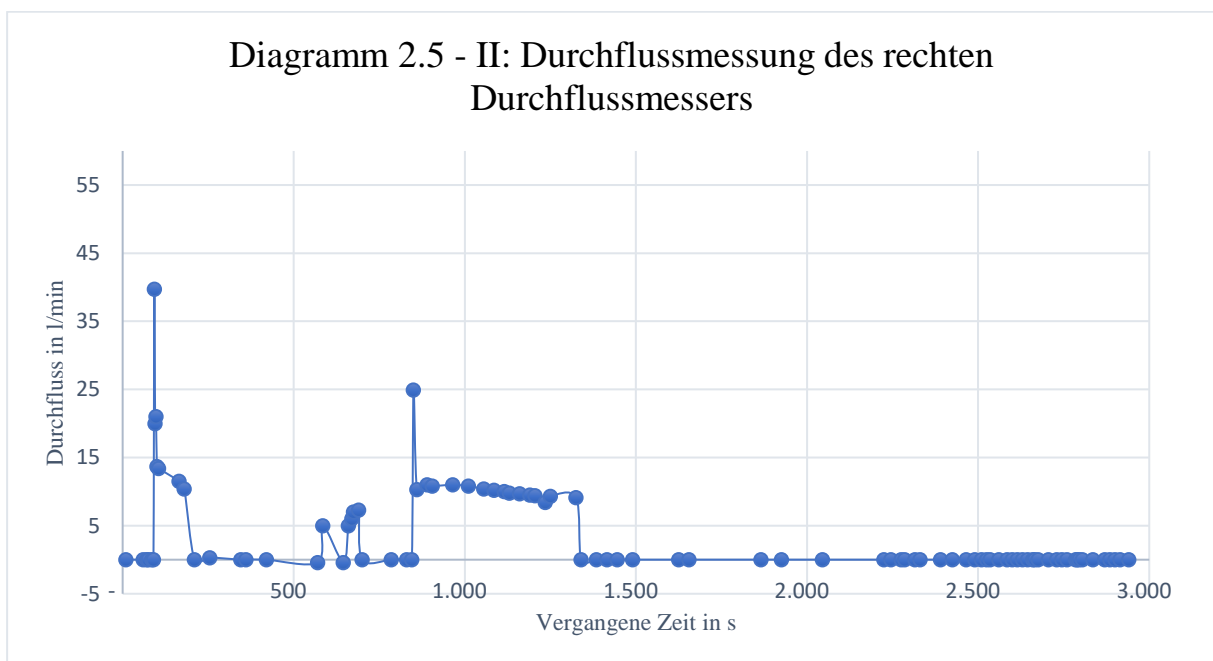
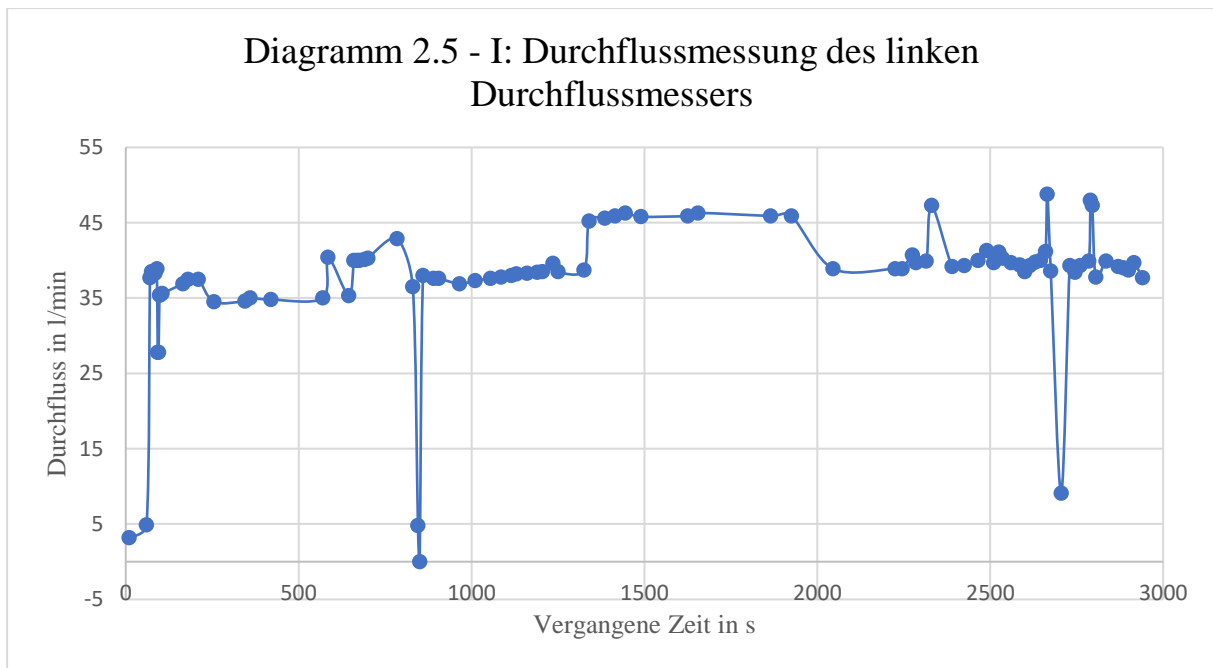


Diagramm 2.5 – II stellt die Durchflussmessung des rechten Durchflussmessers grafisch dar.

Es ist zu erkennen, dass der Graph der Durchflussmessung des rechten Durchflussmessers einen anderen Verlauf annimmt als der Graph der Durchflussmessung des linken Durchflussmessers. Der Durchflusswert bewegt sich größtenteils im Bereich von 0 l/min. Es sind kaum Durchflusswerte größer als 15 l/min gemessen worden.

Das Frischwasservolumen ergibt sich aus der Integration des Durchflusses über der Zeit, die hier als Dauer angegeben ist, Gleichung 2.5 – I [16]:

$$V_{FW,i} = \int \dot{V}_{FW,i} dt$$

Da es sich um digitale Messwerte mit Sprungstellen handelt, ist das Volumen gleich dem jeweiligen Durchflusswert multipliziert mit der jeweiligen Dauer, Gleichung 2.5 – II:

$$V_{FW,i} = \dot{V}_{FW,i} * \Delta t$$

Es ergibt sich durch die digitale Messung eine quantisierte Messabweichung, die aber als vernachlässigbar bewertet werden kann. Das Gesamtvolumen des verbrauchten Frischwassers ergibt sich aus der Summe der Einzelvolumina, Gleichung 2.5 – III:

$$V_{FW,ges} = \sum V_{FW,i}$$

Die jeweiligen Verbräuche des Frischwasserzulaufs ergeben in der Summe einen Gesamtverbrauch von 1.956 Liter dieses Sterilisierungsvorgangs.

Tabelle 2.5 – I zeigt die Messwerte der Verbräuche beider Durchflussmesser und die Summe der jeweiligen Verbräuche.

Tabelle 2.5 – I: Darstellung des Frischwasserverbrauchs aus der Durchflussmessung	
Durchflussmesser	Verbrauch
	1
Links	1.892
Rechts	65
Gesamt	1.956

Aus den Messergebnissen ist Folgendes zu deuten: 3,3 % des gesamten verbrauchten Frischwassers ist über die Wärmeübertrager geflossen, entsprechend 96,7 % sind für die Vakuumpumpen und die Entfeuchter aufgewendet worden. Es erscheint fragwürdig, dass lediglich ein geringer Teil von 3,3 % des gesamten Frischwasserverbrauchs auf die Wärmeübertrager entfallen. Die Form der Durchflusskurve des rechten Durchflussmessers ist nicht kongruent zur Durchflusskurve des linken Durchflussmessers. Es ist anzunehmen, dass der Frischwasserverbrauch der Wärmeübertrager mit dem An- und Abschalten der Vakuumpumpen korreliert, da dann Kühlleistung an den Wärmeübertragern erforderlich ist, wenn Dampf aus der Druckkammer gesaugt wird. Daher wird angenommen, dass zumindest der rechte Durchflussmesser nicht ordnungsgemäß arbeitet. Der Gesamtfrischwasserverbrauch ergibt durch Division mit der Vorgangsdauer einen durchschnittlichen Frischwasserzulaufstrom von 2,40 m³/h.

Da die Messgenauigkeit der Durchflussmesser zweifelhaft erscheint, soll nun der Frischwasserverbrauch aus der Wasserrechnung bestimmt werden. Der Wasserverbrauch des Dampferzeugers und der Kühlungstechnik des Autoklavs belief sich im Zeitraum vom 19.03.2016 bis zum 17.03.2017 auf 6.529 m³. Da der Dampferzeuger auch Dampf für die vom Autoklav unabhängige Rohpfefferentkeimungsanlage bereitstellt, die hier nicht weiter beschrieben werden soll, ist eine genaue Betrachtung der Stoffströme zur Errechnung des Kühlwasserbedarfs erforderlich. Diese Stoffstrombilanz ist in Abbildung 2.5 – I dargestellt.

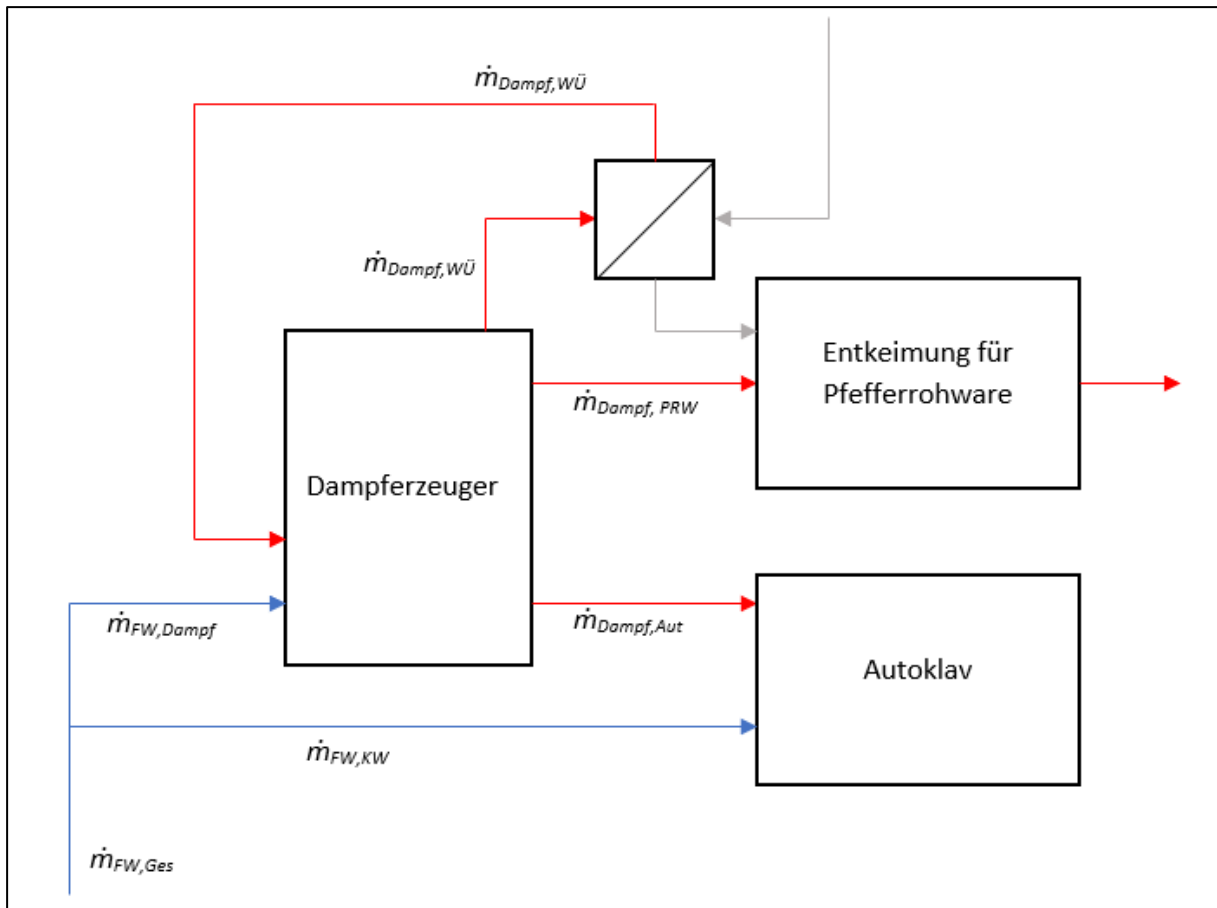


Abb. 2.5 – I: Stoffstromschema des Dampferzeugers, Autoklavs und Pfefferrohentkeimers

Die blauen Linien in Abbildung 2.5 – I stellen die Frischwasserströme, die roten Linien die Dampf- und Kondensatströme und die grauen Linien den Luftstrom dar. Es ist zu erkennen, dass der Dampferzeuger an drei Stellen emittiert. Eine Dampfverbrauchsstelle ist der Wärmeübertrager der Rohpfefferentkeimungsanlage. Hier wird die Zuluft für den Prozess vorgewärmt. Der Dampf kondensiert im Wärmeübertrager. Das Kondensat gelangt in den Dampferzeuger zurück. Eine weitere Dampfverbrauchsstelle ist die Dampfzufuhr im selben Prozess. Hier wird der Rohpfeffer mit Dampf in einem kontinuierlichen Prozess behandelt. Die dritte Dampfverbrauchsstelle ist der Autoklav. Der Dampfverbrauch des Autoklavs wurde hinreichend untersucht. Er ergibt sich aus der programmspezifischen relativen Häufigkeit (siehe Tabelle 2.3 - III) multipliziert mit den durchschnittlichen Dampfeinzelverbräuchen der Entkeimungsprogramme (Tabelle 2.3 - IV) dividiert durch die durchschnittliche programmspezifische Betriebsdauer. Diese Werte gelten für den Autoklav und Rohpfefferentkeimer während der Betriebszeit. Die Betriebszeiten sind gleich. Die weiteren in Abbildung 2.5 – I bilanzierten Stoffströme sind bekannt und in Tabelle 2.5 – II dargestellt:

Tabelle 2.5 – II: Stoffstrombilanz des Dampferzeugers, Rohpfefferentkeimers und Autoklavs

Stelle	Formelzeichen	Wert	Einheit
Frischwasserbezug	$B_{FW,Ges}$	6.529	t/a
Kühlwasserverbrauch Autoklav	$\dot{m}_{FW,KW}$	unbekannt	
Frischwasserverbrauch Dampferzeuger	$\dot{m}_{FW,Dampf}$	unbekannt	
Dampfverbrauch Luftvorerwärmung	$\dot{m}_{Dampf,WÜ}$	320	kg/h
Dampfverbrauch Rohpfefferentkeimer	$\dot{m}_{Dampf,PRW}$	110	kg/h
Durchschnittl. Dampfverbrauch Autoklav	$\dot{m}_{Dampf,Aut}$	55	kg/h

Eine Charge dauert im Durchschnitt nach Tabelle 2.3 – IV 63,3 min. Der durchschnittliche Dampfverbrauch des Autoklavs beträgt 55 kg/h. Von März 2016 bis März 2017 sind 2.175 Chargen gefahren worden. Der gesamte verbrauchte Dampf am Autoklav errechnet sich aus folgender Gleichung 2.5 – IV:

$$m_{Dampf,Aut} = n_{Chargen} * \dot{m}_{Dampf,Aut} * t_{\emptyset,Charge}$$

$$m_{Dampf,Aut} = 2.175 * 55 \frac{kg}{h} * 63,3 \text{ min}$$

Die Berechnung ergibt einen Dampfverbrauch am Autoklav von 126 m³ bis März 2017.

Im gesamten Betriebsjahr von Mitte März 2016 bis Mitte März 2017 ist der Pfefferrohentkeimer an 5.850 h gelaufen. Der Dampfverbrauch hier ergibt sich somit aus dem Dampfverbrauch $\dot{m}_{Dampf,PRW}$ multipliziert mit 5.850 h. Es ergibt sich ein Dampfverbrauch von 644 m³.

Aus dem Gesamtfrischwasserverbrauch reduziert um den Dampfverbrauch des Pfefferrohentkeimers und dem Dampfverbrauch des Autoklavs ergibt sich der theoretische Kühlwasserverbrauch der 2.175 Chargen, die im Abrechnungszeitraum liegen. Dieser Frischwasserverbrauch für die Kühlung liegt bei 5.745 m³. Dieser Frischwasserverbrauch dividiert durch die Chargenanzahl und die durchschnittliche Betriebsdauer einer Charge ergibt den durchschnittlichen Kühlwasserverbrauch am Autoklav. Es ergibt sich Gleichung 2.5 – V:

$$\dot{m}_{FW,KW} = \frac{m_{FW,KW,Aut}}{n_{Chargen} * t_{\emptyset,Charge}}$$

$$\dot{m}_{FW,KW} = \frac{5.745 \text{ m}^3}{2.175 * 63,3 \text{ min}} = \frac{2,51 \text{ m}^3}{h}$$

Aus der Massenstrombilanz ergibt sich somit ein Kühlwasserverbrauch von 2,51 m³/h.

Nun soll ein Vergleich mit dem Datenblatt der Vakuumpumpe erbracht werden. Im Datenblatt sind die Frischwasserbedarfe in Abhängigkeit des Ansaugdrucks aufgetragen. Da die Ansaugdrücke und die jeweilige Betriebsdauer der Evakuierungen aus dem Chargenprotokoll bekannt sind (siehe Tabelle 2.5 – IV), kann ein Frischwasserbedarf aus dem Datenblatt berechnet werden. Die jeweilige Dauer der Evakuierung ist mit dem Frischwasserbedarf aus dem Datenblatt zu multiplizieren. Für jede Evakuierung lässt sich dadurch ein jeweiliger Frischwasserverbrauch errechnen. Die Summe der einzelnen Frischwasserverbräuche ergibt den Gesamtfrisch-

wasserverbrauch aus der Charge. Die Ergebnisse dieser Berechnung finden sich in Tabelle 2.5 – III, sie zeigt den für den Vakuumpumpenbetrieb relevanten Teil der Vorgänge der Sterilisierung:

Tabelle 2.5 – III: Frischwasserverbräuche aus Datenblatt			
Vorgang	Dauer	Frischwasserstrom	Frischwasserverbrauch
	min	m ³ /h	m ³
Vorvakuum	1,6	3,0	0,08
Vakuum	11,1	2,0	0,44
Nachvakuum	5,9	2,4	0,20
Trocknung	30,0	3,0	1,50
Summe			2,22

Aus dem Datenblatt und dem Chargenprotokoll ergibt sich ein Frischwasserverbrauch von 2,22 m³ während der Charge. Diese Charge dauerte 66,1 min. Daraus ergibt sich ein durchschnittlicher Frischwasserzulaufstrom von 2,02 m³/h.

In Tabelle 2.5 – IV sind abschließend die ermittelten Werte für den Frischwasserdurchfluss als Kühlwasser am Autoklav nach ihrer Herleitung zusammenfassend aufgezeigt:

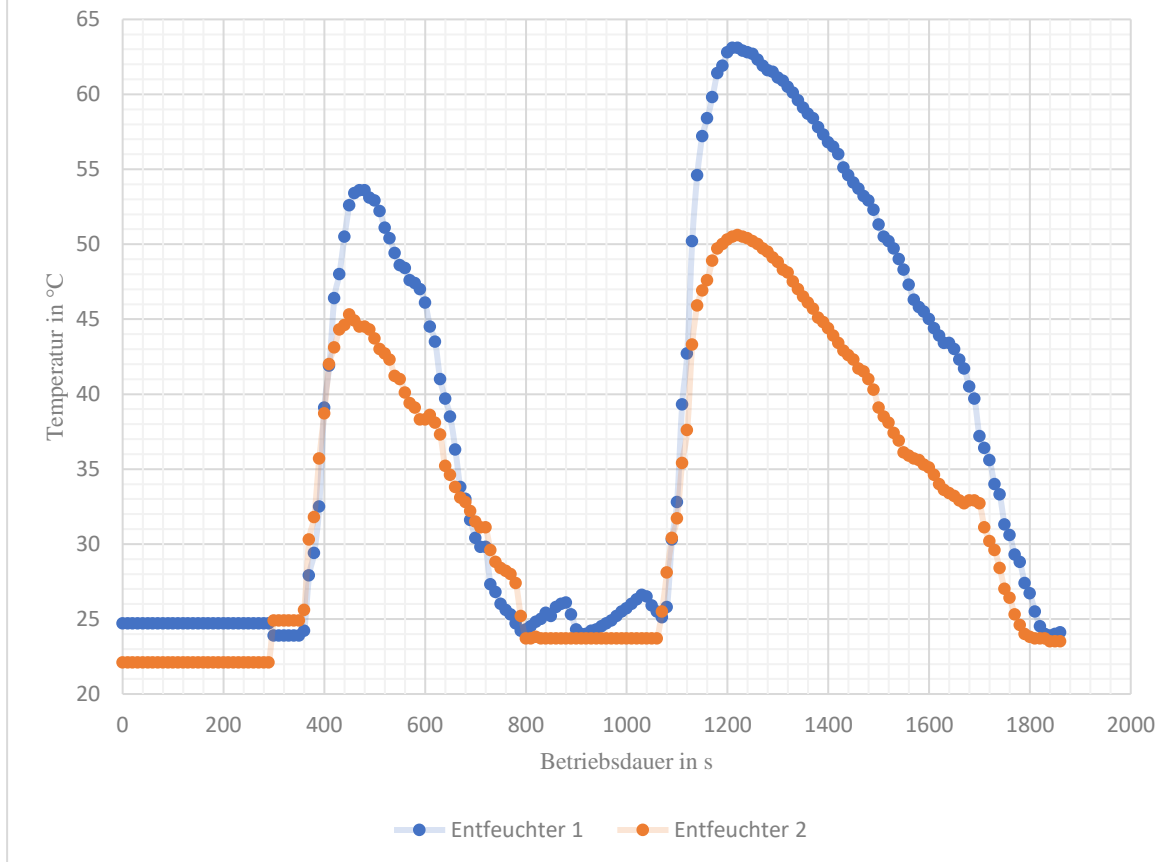
Tabelle 2.5 – IV: Übersicht der Kühlwasserverbräuche aus den Herleitungen		
Herleitung	Wert	Einheit
Messung	2,40	m ³ /h
Stoffstrombilanz	2,51	m ³ /h
Datenblatt	2,02	m ³ /h

Es ist zu deuten, dass der Kühlwasserdurchfluss mit hoher Wahrscheinlichkeit im Bereich von 2,02 m³/h bis 2,51 m³/h liegt. Dies ist bereits ein guter Anhaltswert, denn aus drei verschiedenen Herleitungen ergeben sich Werte in derselben Größenordnung.

Die Temperaturwerte der Entfeuchter 1 und 2 sind am Autoklav ablesbar. Es sind die Temperaturwerte während eines Sterilisierungsvorgangs abgelesen worden. Um eine möglichst genaue Übereinstimmung mit der Frischwasserverbrauchsmessung zu gewährleisten, ist ebenfalls ein Sterilisierungsvorgang zur Messung gewählt worden, der durch Programm 7 betrieben wurde.

Für die Messung sind die Temperaturwerte der Entfeuchter 1 und 2 alle zehn Sekunden abgelesen worden. Die Ergebnisse sind in Diagramm 2.5 – III grafisch dargestellt. Auf der Abszisse ist die vergangene Zeit in s und auf der Ordinate die Temperatur in °C aufgetragen. Der Graph ergibt den Temperaturverlauf der Temperaturmessung.

Diagramm 2.5 - III: Temperaturmessung der Entfeuchter 1 und 2



Beim Verlauf des Graphen fällt zunächst auf, dass die Temperaturkurven eine ähnliche Charakteristik bezüglich ihrer Form haben. Sie steigen zum selben Zeitpunkt an und fallen zum selben Zeitpunkt ab. Ihre Maximalwerte erreichen sie ebenfalls zeitgleich. Unterschiede lassen sich bezüglich der Temperaturen finden. Im ersten Extremum erreicht der Entfeuchter 2 eine maximale Temperatur von 45,3°C, der Entfeuchter 1 hingegen eine Temperatur von 53,6°C. Im zweiten Extremum erreicht der Entfeuchter 2 eine maximale Temperatur von 50,5°C und der Entfeuchter zwei eine Temperatur von 63,1°C. Die Temperaturunterschiede betragen also im ersten Extremum 8,6°C und im zweiten Extremum 12,6°C.

Die ähnliche Form der Kurven lässt sich dadurch erklären, dass die Entfeuchter 1 und 2 zur selben Zeit gleiche Anforderungen haben, da die Vakuumpumpen parallel geregelt werden. Die Vakuumpumpen werden zeitgleich an- und ausgeschaltet. Wärmeleistung wird dann in den Entfeuchtern umgesetzt, wenn die Vakuumpumpen angeschaltet werden. Durch den Umsatz von Wärmeleistung erhöht sich die Temperatur der Entfeuchter. Resultierend aus dem parallelen An- und Abschalten der Vakuumpumpen ergeben sich ähnliche Temperaturverläufe und damit formähnliche Temperaturkurven.

Die unterschiedlichen Intensitäten der Temperaturen könnten mit der Asymmetrie des Frischwasserzulaufes erklärt werden. Der Frischwasserzulauf teilt sich nach Austritt aus dem Durchflussmesser in die Zuläufe zu den Entfeuchtern. Der Frischwasserzulauf ist in Abbildung 2.5 – II dargestellt:

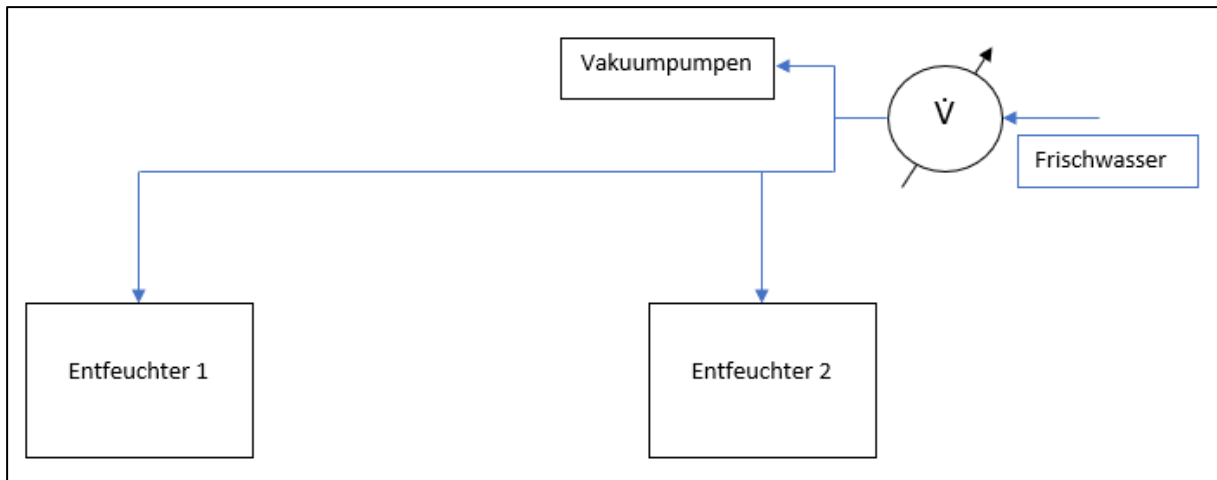


Abb. 2.5 – II: Teilung des Frischwasserstroms nach Passage des linken Durchflussmessers

Die Abbildung verdeutlicht, dass die Strecke vom Frischwasserzulauf zum Entfeuchter 1 größer ist als die Strecke zum Entfeuchter 2. Es liegen auf dieser Strecke vermehrt Rohrkrümmungen vor, was einen höheren Strömungswiderstand zur Folge hat. Dadurch gelangt weniger Frischwasser zum Entfeuchter 2. Resultierend daraus ergibt sich eine höhere Temperatur, denn der gleichen umgesetzten Wärmeleistung steht weniger Kühlwasser entgegen.

2.5.2 Dimensionierung und Konzeption der Regenwassernutzungsanlage

Es stellt sich die Frage nach der Größe des Nutzvolumens der Regenwasserzisterne. Es ist zu erwarten, dass sich die Investition mit steigenden Nutzvolumina der Zisterne erhöht. Daher ist die Größe des Nutzvolumens der Zisterne genau zu bestimmen, sodass ein möglichst hoher Nutzungsgrad bei möglichst kleinem Volumen erreicht werden kann.

Es liegen stündliche Messdaten der Niederschlagshöhen der letzten zehn Jahre vor. Die Messreihe beginnt am 01.01.2007 und endet am 31.12.2016. Die Messdaten sind praktisch vollständig: Es liegen mehr als 99 % aller Stundenwerte vor. Die Messdaten entstammen der Messstation Hamburg-Neuwiedenthal. Fehlende Messdaten werden als vorhandene Messwerte betrachtet und als Wert von 0 mm ergänzt.

Regenwasserzisternen existieren in verschiedenen Ausführungen. Für die Konzeption maßgeblich ist das Nutzvolumen der Zisterne, denn steigende Nutzvolumina verursachen bei der Anschaffung erwartungsgemäß höhere Investitionsausgaben und somit auch höhere Finanzierungs- und Opportunitätskosten. Für kleine Nutzvolumina ist anzunehmen, dass prozentual weniger Regenwasser für die Kühlung des Autoklavs genutzt werden kann, da kleine Zisternen im Vergleich zu großen bereits nach geringen Niederschlagsereignissen komplett gefüllt sind. Kleine Regenwasserzisternen können weniger Niederschlagswasser speichern als große, wodurch der Frischwassereinsatz zur Kühlung steigt, denn in niederschlagsfreien Zeiträumen ist weniger Regenwasser zur Deckung des Kühlwasserbedarfs gespeichert, was dazu führt, dass wieder vermehrt Frischwasser zur Kühlung eingesetzt werden muss.

Aus den vorangegangenen Überlegungen ist zu deuten, dass eine zu groß gewählte Regenwasserzisterne als Investition hohe Kosten verursacht und eine zu klein gewählte Regenwasserzisterne Mindererlöse durch nicht nutzbaren Niederschlag verursacht.

Aus den vorangegangenen Gründen ist eine möglichst genaue Dimensionierung der Regenwasserzisterne für eine belastbare Investitionsempfehlung maßgeblich.

Um ein günstiges Nutzvolumen zu berechnen, soll auf die vorliegenden Stundenwerte der Niederschlagshöhen Bezug genommen werden. Da das Wetter für weit in der Zukunft liegende Zeiten nicht vorhergesagt werden kann, ist das Entwickeln eines modellhaften, in der Zukunft liegenden Jahres mit seinen stündlichen Niederschlagshöhen nicht sinnvoll, denn die Wahrscheinlichkeit ist groß, dass ein solches Modell der Niederschlagshöhen für kommende Jahre vom tatsächlichen zukünftigen Verlauf der Niederschlagshöhen abweicht. Daher sollen die Stundenwerte der vergangenen Niederschlagshöhen der letzten zehn Jahre die Grundlage der Bestimmung eines günstigen Nutzvolumens bilden.

Es wird ein Simulationsmodell entwickelt, das bestimmte Vorschriften enthält. Neben den Stundenwerten der Niederschlagshöhen soll die Auffangfläche, der stündliche Kühlwasserbedarf und verschiedene Nutzvolumina möglicher Regenwasserzisternen als Parameter enthalten sein. Die Simulation basiert auf Überlegungen, die zu Simulationsvorschriften entwickelt werden.

Das Regenwasser schlägt durch Regenereignisse auf die Dachfläche nieder. Die Dachfläche wird innerhalb der Regennutzungsanlage als Auffangfläche A_{AF} bezeichnet. Das Regenwasser fließt über die Freispiegelleitungen von der Auffangfläche ab. Die Regenwasserzisterne wird mit diesem Regenwasser gespeist. Der Regenwasserzulauf ergibt sich aus dem Produkt aus Regenwasservolumen und Abflussbeiwert $k_{Abfluss}$. Es ergibt sich die Vorschrift 1:

1. *Die Regenwasserzisterne füllt sich durch den Regenwasserzulauf Q_{RW} , der aus Regenereignissen resultiert. Der Regenwasserzulauf Q_{RW} ist gleich dem Produkt aus niedergeschlagenem Regenwasservolumen V_{RW} und Abflussbeiwert $k_{Abfluss}$.*

Aus Vorschrift 1 folgt Gleichung 2.5 – VI:

$$V_{RW,i} = \frac{Q_{RW,i}}{k_{Abfluss}}$$

Regenereignisse lassen sich quantitativ beschreiben. Die Niederschlagshöhe N gibt das Regenwasservolumen V_{RW} wieder, das auf eine bestimmte Bezugsfläche A_{BF} innerhalb einer bestimmten Zeit Δt niederschlägt. Anders ausgedrückt ergibt die Niederschlagshöhe, wie hoch Regenwasser auf einer horizontalen Fläche stünde, wenn von dieser Fläche kein Regenwasser abflösse, versickere oder verdunste. In einer Zeitspanne kann die Niederschlagshöhe mit einem Pluviometer gemessen werden. Um das Regenwasservolumen, das auf eine Auffangfläche niederschlägt, zu ermitteln, wird die in einer Zeitspanne kumulierte Niederschlagshöhe mit der Auffangfläche multipliziert. Es ergibt sich Vorschrift 2:

2. *Das Regenwasservolumen ergibt sich aus der Niederschlagshöhe multipliziert mit der Auffangfläche. Der Regenwasserzulauf ergibt sich aus dem Regenwasservolumen multipliziert mit dem Abflussbeiwert.*

Aus Vorschrift 2 folgt Gleichung 2.5 – VII:

$$Q_{RW,i} = V_{RW,i} * k_{Abfluss} = A_{AF} * N_i * k_{Abfluss}$$

Im zeitlichen Verlauf füllt sich die Regenwasserzisterne durch den Regenwasserzulauf. Zu Beginn der i -ten Stunde des Jahres habe die Regenwasserzisterne den Füllstand $F_{Vor,i}$. Im Laufe der i -ten Stunde vergrößert sich der Füllstand der Regenwasserzisterne um den Regenwasserzulauf $Q_{RW,i}$ der i -ten Stunde, denn die Regenwasserzisterne wird durch den Regenwasserzulauf gespeist. Am Ende der betrachteten Stunde i ist der Füllstand $F_{Nach,i}$ um den Regenwasserzulauf $Q_{RW,i}$ gewachsen. Es ergibt sich Vorschrift 3:

3. *Der Füllstand der Regenwasserzisterne ergibt sich stündlich aus dem Anfangswert vermehrt um den Regenwasserzulauf in der betrachteten Stunde.*

Aus Vorschrift 3 folgt Gleichung 2.5 – VIII:

$$F_{nach,i} = F_{vor,i} + Q_{RW,i}$$

Der Füllstand F_i der Regenwasserzisterne vergrößert sich durch den Regenwasserzulauf. Ist die Regenwasserzisterne bereits komplett gefüllt, so ist die weitere Aufnahme von Regenwasser nicht möglich. Der Füllstand der Zisterne kann ihr Nutzvolumen nicht überschreiten, da ein Überlauf existiert. Es ergibt sich Vorschrift 4:

4. *Das Nutzvolumen ist begrenzt. Ist durch ein Regenereignis und den Regenwasserzulauf die Regenwasserzisterne maximal gefüllt, so wird das überschüssige Regenwasser nicht gespeichert, sondern abgeführt. Der Füllstand kann das Nutzvolumen nicht überschreiten.*

Aus Vorschrift 4 ergibt sich Ungleichung 2.5 – IX:

$$F_{nach,i} \leq V_{Nutz}$$

Der Füllstand der Regenwasserzisterne kann zu keinem Zeitpunkt unter 0 sinken. Es ergibt sich Vorschrift 5:

5. *Der Füllstand kann nicht negativ werden.*

Aus Vorschrift 5 ergibt sich Ungleichung 2.5 – X:

$$F_{vor,i} \geq 0$$

Das gespeicherte Regenwasser soll als Kühlwasser dienen. Wenn Kühlwasserbedarf zur i -ten Stunde besteht, wird Regenwasser als Kühlwasser aus der Zisterne bezogen. Diese Regenwassermenge $L_{RW,i}$ ergibt sich aus dem Füllstand $F_{Nach,i}$ vermindert um den Füllstand $F_{Vor,i+1}$ zu Beginn der darauffolgenden Stunde $i + 1$.

6. *Ist Regenwasser vorhanden, wird es als Kühlwasser genutzt.*

Aus Vorschrift 6 ergibt sich Gleichung 2.5 – XI:

$$L_{RW,i} = F_{nach,i} - F_{vor,i+1}$$

Da die Betriebsbereitschaft des Autoklavs nicht vom Vorhandensein von Regenwasser in der Zisterne abhängen soll, muss im Fall einer leeren Zisterne Frischwasser als Kühlwasser bereitgestellt werden. Das Frischwasser wird unter Frischwasserbezug $L_{FW,i}$ nur genutzt, wenn aus

jedwedem Grund kein oder für den Kühlbedarf $B_{KW,i}$ nicht ausreichend Regenwasser zur Verfügung steht. Der Kühlbedarf wird prioritär mit Regenwasser gedeckt. Es ergibt sich Vorschrift 7:

- 7. Ist kein oder nicht genügend Regenwasser zur Kühlung vorhanden, so wird Frischwasser bezogen. Der Frischwasserbezug ergibt sich aus dem Kühlwasserbedarf vermindert um den Regenwasserbezug.*

Aus Vorschrift 7 ergibt sich Gleichung 2.5 – XII:

$$L_{FW,i} = B_{KW,i} - L_{RW,i}$$

Es wird in der Simulation nur flüssiger Niederschlag berücksichtigt, da aus der Niederschlagshöhe festen Niederschlags keine exakten Schlüsse auf den daraus resultierenden Niederschlagszulauf gezogen werden können. Der Grund liegt darin, dass fester Niederschlag auf der Auffangfläche in fester Form verbleiben kann, aber auch die Möglichkeit besteht, dass er ganz oder teilweise abfließt. Aus den stündlichen Differenzen der Schneehöhen kann ebenfalls nicht geschlossen werden, wie viel Schnee abgeflossen ist, da eine Dichteänderung durch das Eigengewicht nicht auszuschließen wäre.

Die Abbildung 2.5 - III zeigt die Dachfläche der Lagereigesellschaft. Der grüne und hellblaue Rahmen schließt den Teil der Dachfläche des Objekts ein, der zur Lagereigesellschaft gehört. Der rote Rahmen zeigt die Dachfläche eines fremden Unternehmens. Die lilafarbenen Dreiecke markieren die Stellen der Regenfallrohre, die die grün markierte und halbe, hellblau markierte Dachfläche entwässern. Die obere Hälfte der hellblau markierten Dachfläche wird über die Seite der Grün markierten Dachfläche entwässert, die untere Hälfte über die gegenüberliegende Seite. Damit entwässern die acht markierten Regenfallrohre die grüne und die obere Hälfte der hellblauen Dachfläche.

Im Rahmen der Konzeption der Regenwassernutzungsanlage soll die Dachfläche als Auffangfläche dienen. Es wird zunächst angenommen, dass nur die hellgrün und obere halbe hellblau markierte Dachfläche zur Regenwassernutzung in Frage kommen, da der Autoklav auf dieser Seite des Objektes liegt.

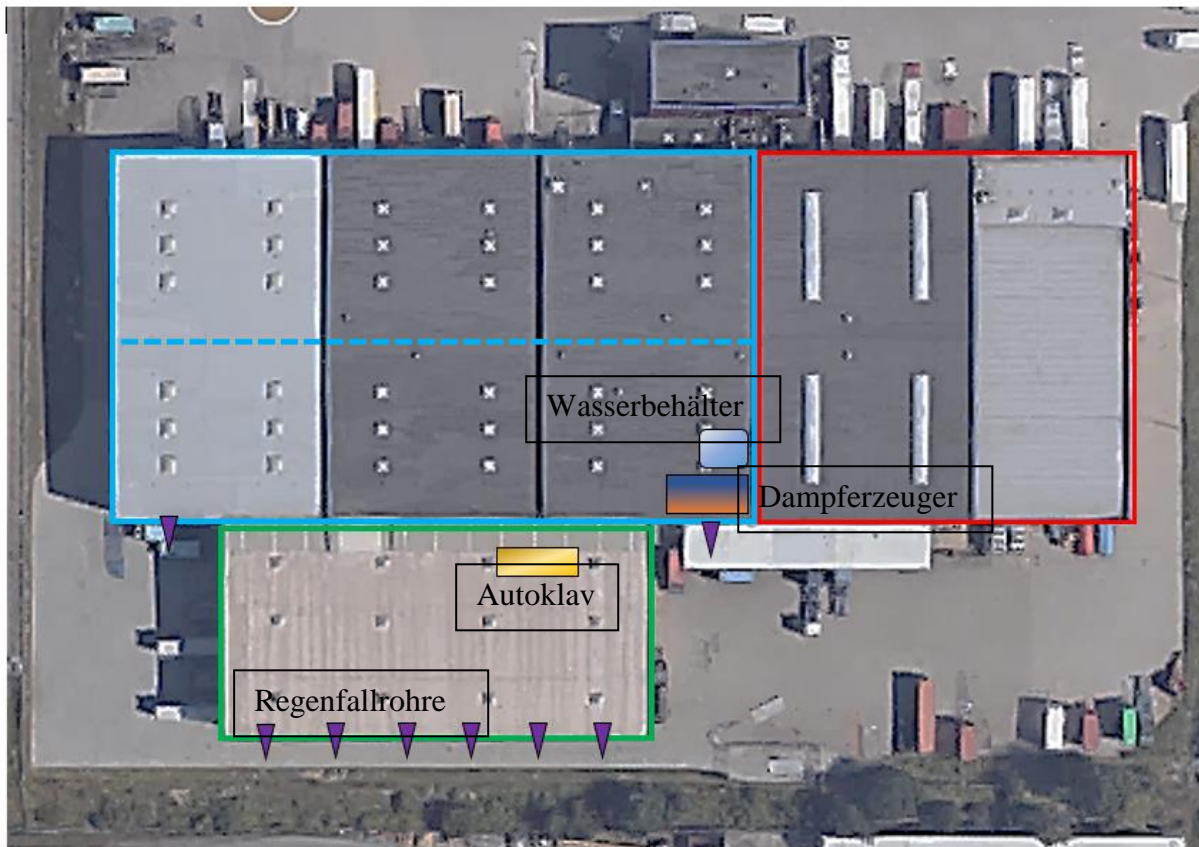


Abb. 2.5 – III: Luftbild der Lagereigesellschaft

Die Simulation soll mit dem Tabellenkalkulationsprogramm Microsoft Excel durchgeführt werden. Im Folgenden wird der Aufbau der Tabelle erläutert. Die Tabelle 2.5 – V fasst zunächst die definierten Größen und ihre Gleichungen zusammen und gibt zur Übersicht die Formelzeichen erneut wieder.

Tabelle 2.5 – V: Übersicht der Parameter und Elemente für die Dimensionierung der Regenwasserzisterne		
Bezeichnung	Formelzeichen	Quelle bzw. (Un-)Gleichung
Auffangfläche	A_{AF}	6.002 m ²
Nutzvolumen Zisterne	V_{Nutz}	Parameter als Eingabe vorab
Kühlwasserbedarf	B_{KW}	= $f(t)$
Niederschlagshöhe	N_i	Aus Messdaten
Mittlerer Abflussbeiwert	$k_{Abfluss}$	= 0,9
Regenwassermenge aus Regenereignis	$V_{RW,i}$	= $N_i * A_{AF}$
Regenwasserzulauf	Q_{RW}	= $N_i * A_{AF} * k_{Abfluss} = V_{RW} * k_{Abfluss}$
Füllstand Zisterne vor Stunde 1	$F_{vor,1}$	= 0
Füllstand Zisterne Start Stunde i	$F_{vor,i}$	= $F_{nach,i-1} - B_{KW}$
Füllstand Zisterne Ende Stunde i	$F_{nach,i}$	= $F_{vor,i} + Q_{RW} - L_{RW}$
Regenwasserbezug	L_{RW}	= $F_{nach,i} - F_{vor,i+1}$
Frischwasserbezug	L_{FW}	= $B_{KW} - L_{FW}$

Für die Ungleichungen 2.5 – IX und 2.5 – X ergibt sich eine Bedingung in der Tabellenkalkulation, die mit zwei Wenn-Funktionen ausgeführt werden soll. Die Wenn-Funktionen ist in den folgenden Nassi-Shneidermann-Diagrammen als Abbildungen 2.5 – IV und 2.5 – V dargestellt. Mit den Wenn-Funktionen wird in der Simulation gewährleistet, dass die kalkulierten Werte des Zisternenfüllstands weder unter 0, noch über dem Nutzvolumen liegen können.

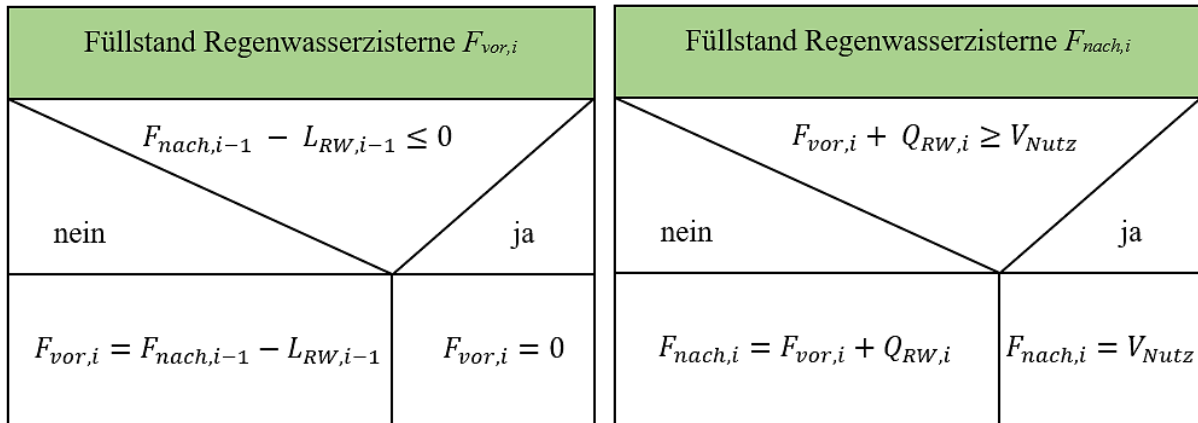
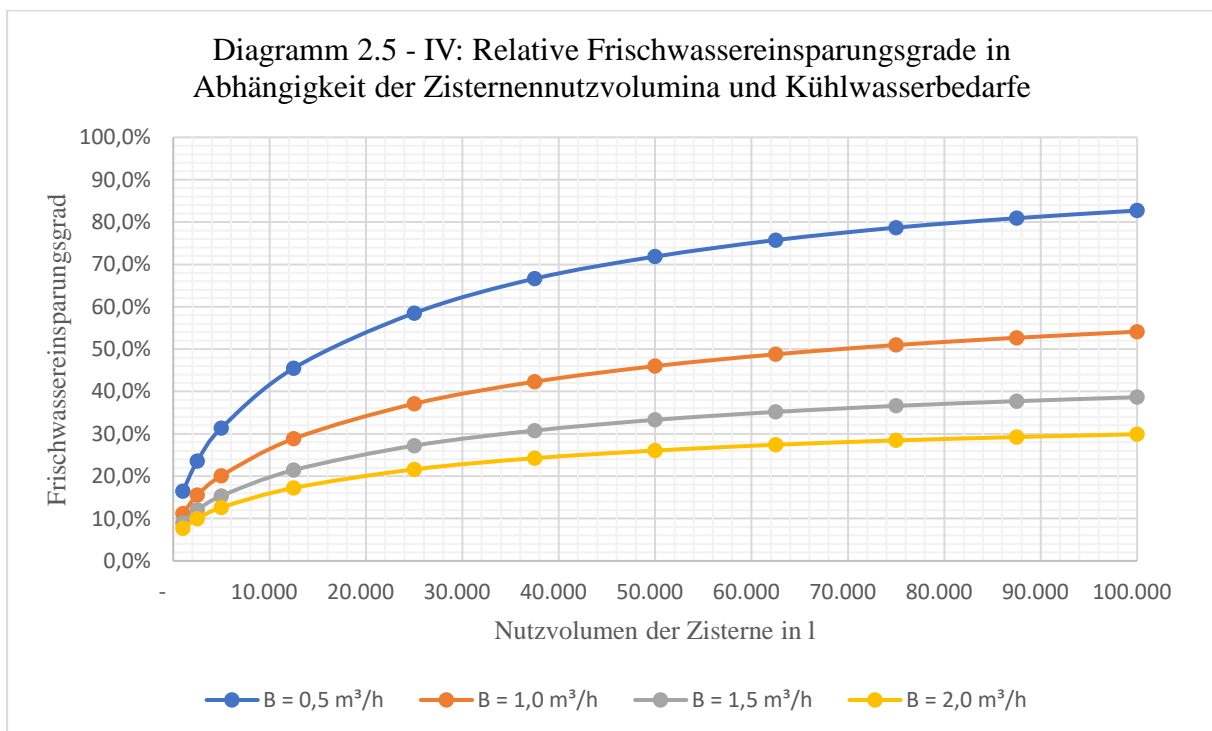


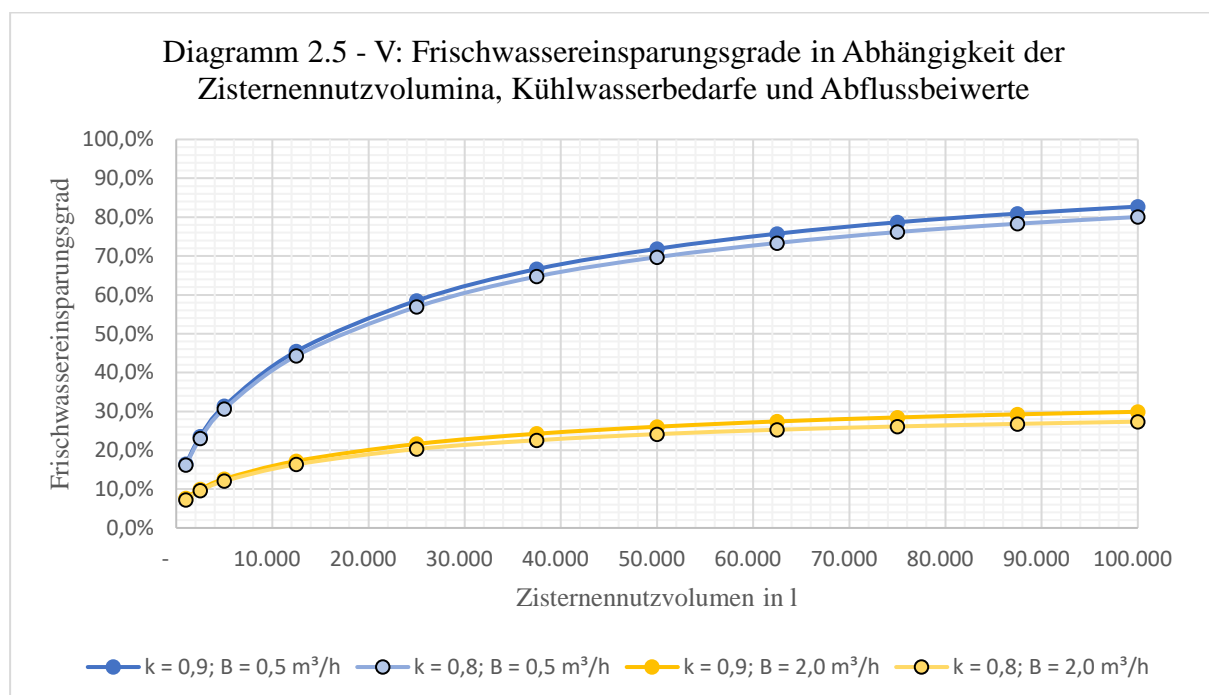
Abb. 2.5 – IV (links) und 2.5 – V: Nassi-Shneidermann-Diagramme der Wennfunktion aus den Ungleichungen 2.5 – IX und 2.5 – X

Es wird eine Simulation vor der Ermittlung des genauen Kühlwasserbedarfs durchgeführt. Das Ergebnis ist in Diagramm 2.5 – IV dargestellt. Die Dachfläche wurde mit einem Wert von 6.000 m² und der Abflussbeiwert mit einem Wert von 0,9 zugrunde gelegt. Es sind vier verschiedene Kühlwasserbedarfe parametrisiert worden, jede Kurve entspricht einem Kühlwasserbedarf B . Die Werte der Frischwassereinsparung sind die gemittelten Werte der jeweiligen Frischwassereinsparung in jedem der im Simulationszeitraum liegenden Jahr.



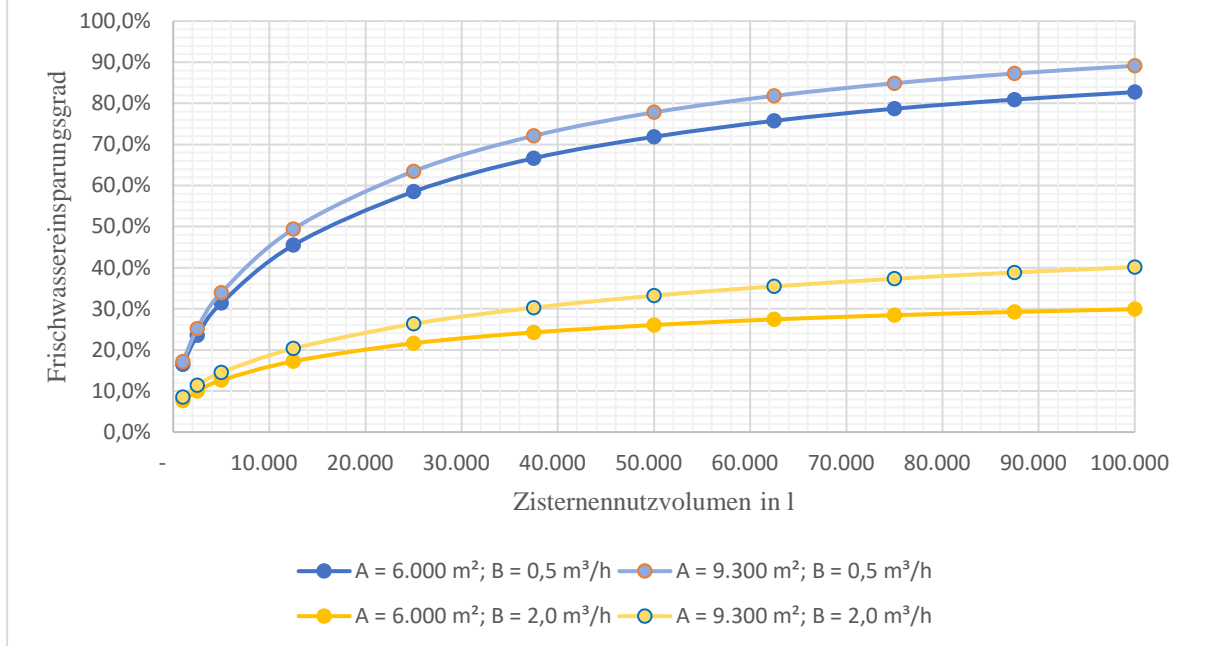
Es ist deutlich zu erkennen, dass die Kurven zunächst stark, dann schwächer ansteigen, bis die Steigung nahezu gegen 0 geht. Die Kurvensteigungen sinken mit Zunahme des Zisternennutzvolumens und nehmen dabei keinen negativen Wert an. Aus der Simulation ergibt sich somit, dass Änderungen größerer Nutzvolumina der Regenwasserzisterne nur kleinere Änderungen des Frischwassereinsparungsgrades bewirken. Der Frischwassereinsparungsgrad korreliert deutlich mit dem Kühlwasserbedarf. Der kleinste angenommene Kühlwasserbedarf $B_{KW} = 0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ bewirkt einen Frischwassereinsparungsgrad von Werten über 80 %, wenn die Zisterne ausreichend groß gewählt wird. Aus den gleichen Volumina resultiert ein Frischwassereinsparungsgrad von maximal 30 %, wenn der Kühlwasserbedarf bei $B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$ liegt. Es ergibt sich also ein deutlich höherer Grad der Frischwassereinsparung, wenn der Kühlwasserbedarf vergleichsweise niedrig ist.

Das folgende Diagramm zeigt die Veränderung der Abflussbeiwerte $k_{Abfluss}$ (im Diagramm k) bei Kühlwasserbedarfen von $B_{KW} = 0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ und $B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Simulation wurde mit Abflussbeiwerten von $k_{Abfluss} = 0,9$ und $k_{Abfluss} = 0,8$ durchgeführt. Das Diagramm zeigt deutlich, dass kaum eine Änderung des Frischwassereinsparungsgrades durch Änderung der Abflussbeiwerte zwischen 0,9 und 0,8 bewirkt. Bei einem Zisternen-Nutzvolumen von 100 m^3 ergibt eine Änderung des Abflussbeiwertes von $k_{Abfluss} = 0,9$ auf $k_{Abfluss} = 0,8$ eine Änderung des Frischwassereinsparungsgrades von unter 2,5 Prozentpunkten.



Nun soll der Einfluss der Auffangfläche A untersucht werden. Die maximal anschließbare Dachfläche beläuft sich auf 9.300 m^2 . Wird die Auffangfläche durch den Anschluss weiterer Dachfläche vergrößert, ergibt sich ein Mehraufwand, da weitere Sammelleitungen verlegt werden müssen. Diagramm 2.5 – VI stellt die Frischwassereinsparung in Abhängigkeit des Zisternennutzvolumens, dem Kühlwasserbedarf und der Auffangfläche dar. Als Abflussbeiwert wurde $k_{Abfluss} = 0,9$ gewählt.

Diagramm 2.5 - VI: Frischwassereinsparungsgrade in Abhängigkeit des Zisternennutzvolumens, Kühlwasserbedarfes und Auffangfläche



Deutlich sichtbar ist der höhere Frischwassereinsparungsgrad durch die Vergrößerung der Auffangfläche. Die Auffangfläche wurde von 6.000 m² auf 9.300 m² vergrößert, was der maximalen Auffangfläche entspricht. Zu erkennen ist, dass die Erhöhung des Frischwassereinsparungsgrades durch eine Vergrößerung der Auffangfläche bei einem Kühlwasserbedarf von $B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$ stärker zu tragen kommt als bei einem Kühlwasserbedarf von $B_{KW} = 0,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Bei einem Zisternennutzvolumen von 100 m³ liegt die Steigerung der Frischwassereinsparung bei 10,2 Prozentpunkten bei einem Kühlwasserbedarf von 2,0 m³/h, bei einem Kühlwasserbedarf von 0,5 m³/h liegt die Steigerung bei maximal 6,4 Prozentpunkten.

Es wird im Folgenden von einem Kühlwasserverbrauch von 2,0 m³/h, einer Betriebszeit von 117 h/Woche, einem Abflussbeiwert von 0,8, einem Zisternennutzvolumen von 50 m³ und einer Auffangfläche von 6.000 m² ausgegangen. Die Simulation führt zu folgenden Ergebnissen, die in Tabelle 2.5 – VI dargestellt sind. Demnach hätte ein durchschnittlicher Frischwassereinsparungsgrad von durchschnittlich 24,15 % in den letzten zehn Jahren erreicht werden können. RW steht für Regenwasser und FW für Frischwasser.

Tabelle 2.5 – VI: Frischwassereinsparungen durch eine Regenwassernutzungsanlage mit einem Zisternennutzvolumen von 50 m³

Jahr	RW Total	Bezug RW	Bezug FW	Bedarf KW	Einsparungsgrad
	l/a	l/a	l/a	l/a	
2007	6.090.000	3.668.320	8.699.680	12.368.000	29,66 %
2008	4.757.400	2.838.800	9.529.200	12.368.000	22,95 %
2009	4.273.200	3.015.040	9.352.960	12.368.000	24,38 %
2010	4.719.000	3.084.560	9.283.440	12.368.000	24,94 %
2011	4.547.400	2.812.320	9.555.680	12.368.000	22,74 %
2012	4.034.400	2.804.400	9.563.600	12.368.000	22,67 %
2013	4.597.200	2.922.640	9.445.360	12.368.000	23,63 %
2014	3.783.600	2.603.440	9.764.560	12.368.000	21,05 %
2015	5.304.600	3.175.920	9.192.080	12.368.000	25,68 %
2016	4.229.400	2.941.600	9.426.400	12.368.000	23,78 %
Durchschnitt	4.633.620	2.986.704	9.381.296	12.368.000	24,15 %

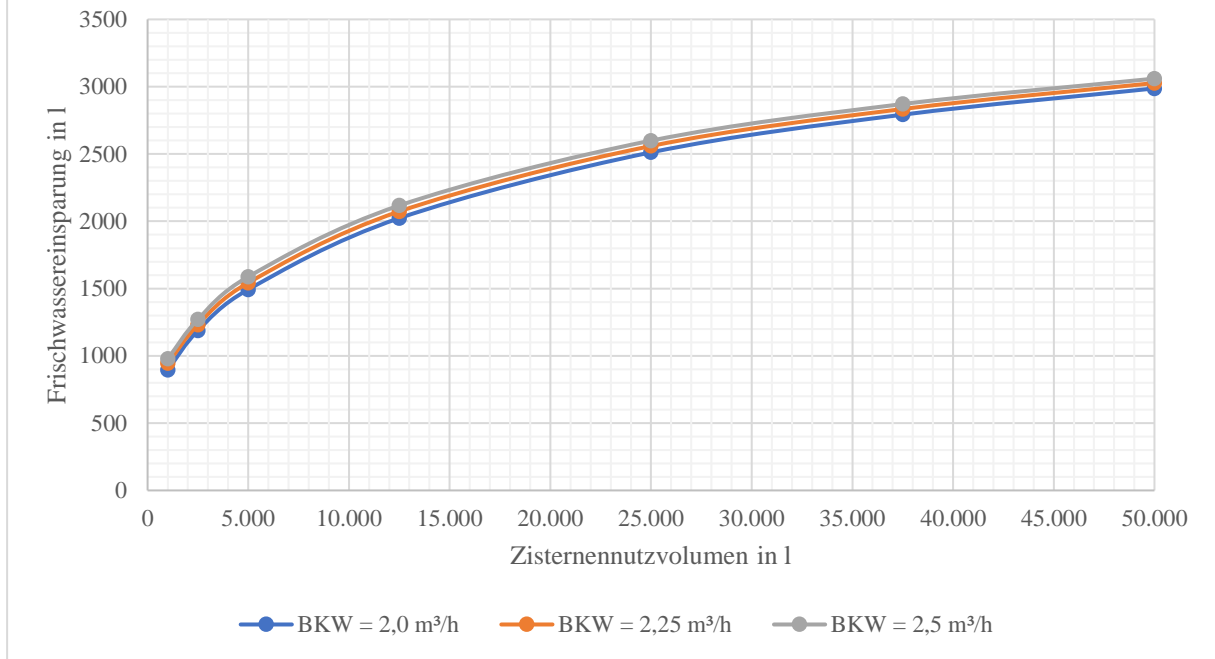
Der Kühlwasserbedarf von 12.368 m³ ergibt sich aus der Annahme, dass in kommenden Jahren durchschnittlich 400 Chargen pro Monat durchgeführt werden. Schließt man aus der Simulation zukünftige mögliche Frischwassereinsparungen durch die Realisierung einer Regenwassernutzungsanlage, dann kann durchschnittlich 24,15 % des Frischwassers eingespart werden. Da das Regenwasser nicht dem Regenwassersiel zugeführt werden darf, werden nicht die Abwasserentsorgungskosten in Höhe von 2,13 €/m³ eingespart, aber der Frischwasserbezugspreis in Höhe von 1,71 €/m³, da das Regenwasser über das Abwassersiel entsorgt und somit das Abwasserentsorgungsentgelt entrichtet werden muss.

Die nachfolgende Tabelle 2.5 – VII zeigt die auf Basis der Simulation berechneten durchschnittlichen Frischwassereinsparungen in Abhängigkeit des Kühlwasserbedarfs und des Zisternennutzvolumens. Die Tabelle spiegelt die errechneten Frischwassereinsparungen einer Regenwassernutzungsanlage wieder, die bei einer Betriebszeit des Autoklavs von durchschnittlich 117 h/Woche erreicht werden können.

Tabelle 2.5 – VII: Durchschnittliche Frischwassereinsparung nach Simulation

	$B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,25 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$
Nutzvolumen	Frischwassereinsparung	Frischwassereinsparung	Frischwassereinsparung
L	m ³ /a	m ³ /a	m ³ /a
1.000	896	944	978
2.500	1.188	1.231	1.271
5.000	1.493	1.543	1.588
12.500	2.023	2.073	2.117
25.000	2.512	2.559	2.599
37.500	2.792	2.834	2.871
50.000	2.987	3.027	3.060

Diagramm 2.5 - VII: Errechnete durchschnittliche Frischwassereinsparung nach Simulation



Das Diagramm 2.5 – VII visualisiert die Ergebnisse. Demnach ist der Kühlwasserbedarf für die absoluten Frischwassereinsparungen nicht sonderlich relevant, wenn er im Bereich von 2,0 m³/h bis 2,5 m³/h liegt.

Im Folgenden soll auf ein mögliches Konzept eingegangen werden. Das erarbeitete Konzept der Regenwassernutzungsanlage beinhaltet mehrere Einzelkomponenten, die im Folgenden aufgeführt und erklärt werden sollen. Es ist schematisch in Abbildung 2.5 – VI dargestellt.

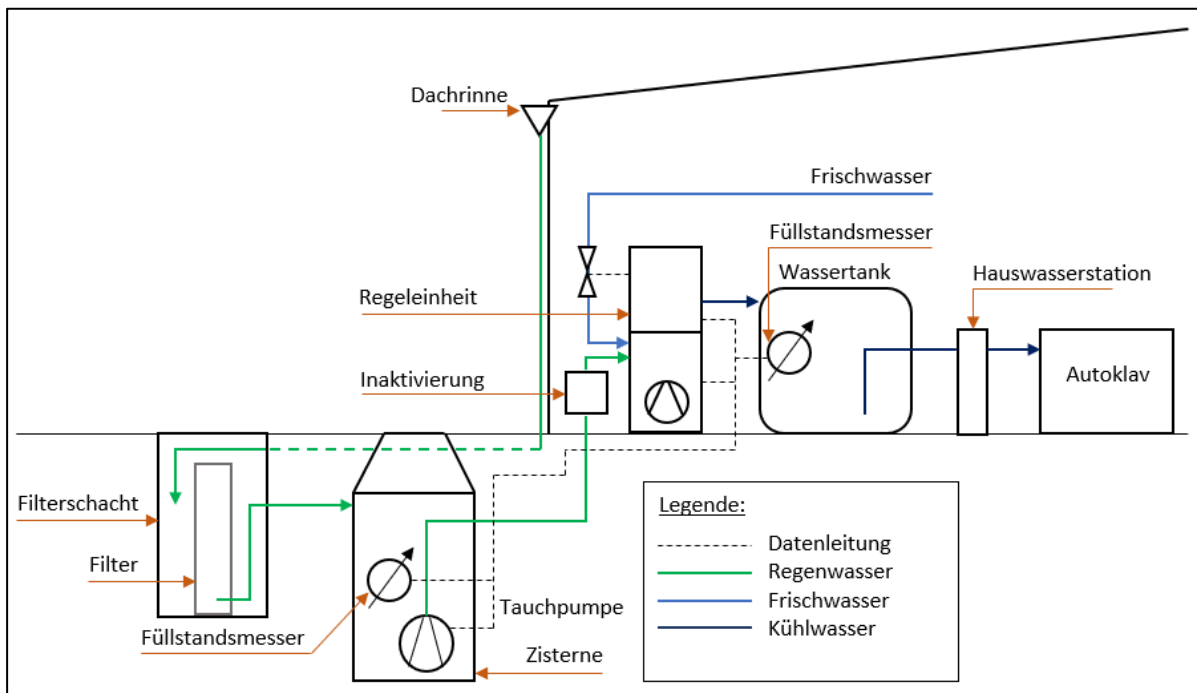


Abb. 2.5 – VI: Konzept der Regenwassernutzungsanlage

Als Auffangfläche soll die Dachoberfläche dienen. Das Dach muss nicht verändert werden. Als Zulauf des niedergeschlagenen Regenwassers wird eine Sammelleitung benötigt, die das über die einzelnen Regenwasserfallrohre abfließende Wasser sammelt und erst dem Filter mit 0,6 mm Maschenweite und dann der Regenwasserzisterne zuführt. Die Sammelleitung verläuft zunächst mit geringem Gefälle an der Außenfassade. Anschließend soll sie vertikal bis unter Erdbodenniveau führen, um dann unter dem Beton ebenfalls mit geringem Gefälle zum Filter zu führen. Die Zisterne speichert das zugelaufene Regenwasser.

Das gesammelte Wasser soll mit Förderdruck, der durch eine zwei Tauchpumpen erzeugt wird, über eine Druckleitung zur Regeleinheit gelangen. Die Druckleitung soll wie die Regenwassersammelleitung bis ins Gebäudeinnere unter den Beton verlegt werden. Im Gebäudeinnern führt die Druckleitung das Regenwasser mit separater Kennzeichnung, denn es soll ausgeschlossen werden, dass Frischwasser- und Regenwasserleitungen verwechselt werden, um Gefahren durch Intoxikationen und Infektionen mit Krankheitserregern zu minimieren.

Die Regeleinheit verfügt über zwei Zuläufe: Der erste Zulauf ist der Regenwasserzulauf aus der zuvor beschriebenen Regenwasserdruckleitung, der zweite Zulauf besteht aus einer Frischwassernachspeisung. Die Regeleinheit besteht aus zwei Komponenten. Die erste Komponente erfasst die Signale der Füllstandsmesser und steuert die Tauchpumpen, das Frischwasserzulaufventil und die Kreiselpumpen in der zweiten Komponente der Regeleinheit. Die zweite Komponente unterhält zwei Kreiselpumpen, die das Wasser ansaugen und unter Druck das Kühlwasser in den Wassertank befördern. Es soll Wasser befördert werden, wenn der Wassertank einen kritischen Wert von 1,5 m³ Wasserinhalt unterschreitet.

Vor die Regeleinheit soll eine biologische Inaktivierung installiert werden, die mit dem Regenwasser durchströmt wird. Es sind zwei Komponenten möglich: Entweder erfolgt die Inaktivierung durch eine UV-Lampe, oder sie erfolgt durch Umkehrosmose.

Es soll gewährleistet werden, dass der Wassertank für den Chargenbetrieb ausreichend mit Kühlwasser gefüllt ist, deshalb muss ein Füllstandsregler installiert werden, der die Frischwasserzufuhr regelt. Sinkt der Füllstand unter einen kritischen Wert, so speist die Regeleinheit Wasser nach. Es soll kein Wasser nachgespeist werden, wenn der Wassertank voll ist. Der Wassertank hat ein Nutzvolumen von 2 m³.

Eine Regenwasserversickerung ist nicht zu realisieren, da das Dach der Lagerei zumindest teilweise mit Teerpappe abgedichtet ist. Regenwasser, das von solchen Dachflächen abfließt, sollte nicht versickern, da es den Boden und das Grundwasser durch Freisetzung von Bioziden belasten kann [17].

Um Frostfreiheit der Regenwasserleitungen zu gewährleisten, muss die Einbautiefe der Leitungen mit der Einbautiefe der Frischwasserleitungen übereinstimmen [18]. Die Zuleitung muss in Richtung der Saugpumpe, also in Richtung Gebäudeinneres, aufsteigend sein, da sonst Luft einschließt zur Betriebsstörung der Saugpumpe führen können [18].

Eine Verwechslung von Regenwasser mit Trinkwasser muss ausgeschlossen werden. Entnahmestellen müssen klar unterschieden werden können [19]. Entnahmestellen sind somit mit Hinweisschildern zu versehen, auf denen ersichtlich ist, dass es sich um eine Entnahmestelle für Regenwasser und nicht für Trinkwasser handelt.

Nach DIN ISO 1986-100, S.24 sollte die Überdeckung der Zisterne mindestens 0,8 m betragen.

2.5.3 Dimensionierung und Konzeption der Kompressionskältemaschine

Für die Dimensionierung der Kältemaschine ist die Erfassung der Energieströme des Autoklavs unerlässlich. Die Kältemaschine ist über ihre Kälteleistung so zu dimensionieren, dass die Abwärme an den Vakuumpumpen, den Wärmeübertragern und den Entfeuchtern effizient abgeführt wird.

Es liegt ein Chargenprotokoll vor, in dem unter anderem die Temperatur der Druckkammer und des Produktes und der Kammerdruck zeitlich aufgetragen sind. Abbildung 2.5 – VII zeigt diese Auftragung als Ausschnitt aus dem Chargenprotokoll.

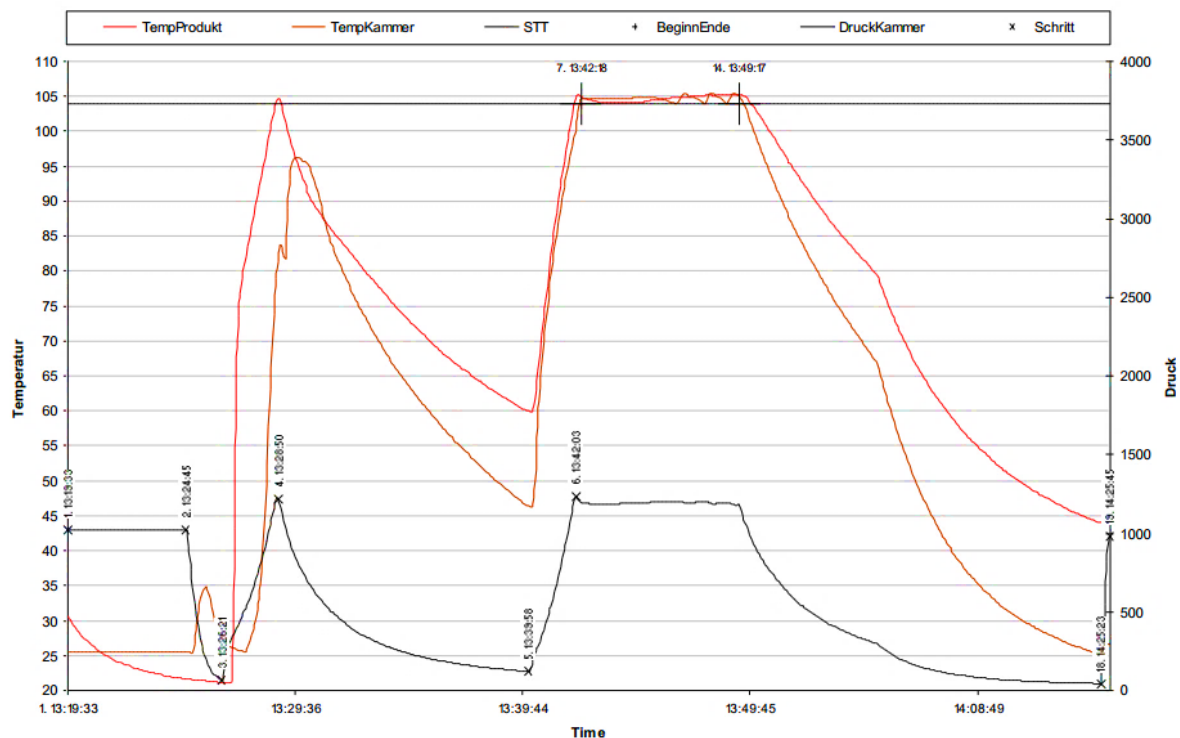


Abb. 2.5 – VII: Diagramm der Kammer- und Produkttemperatur und dem Kammerdruck aus dem Chargenprotokoll

Die drei Vakua sind im zeitlichen Verlauf zu erkennen. Das erste Vakuum ist das Vorvakuum. In diesem Schritt wird die Luft aus der Druckkammer gesaugt und somit ein Unterdruck erzeugt. Die Vakuumpumpen fahren für die Erzeugung der Vakua auf Nennleistung. Nachdem der Soll-Druck von 70 mbar erreicht worden ist, wird Dampf in die Druckkammer eingelassen. Die Temperatur der Kammer und des Produktes erhöhen sich auf über 95°C bzw. 104°C. Der Wasserdampf hat eine Temperatur von 105°C und einen Druck von 8 bar. Nachdem die Temperatur des Produktes auf 104°C gestiegen ist, wird ein weiteres Mal evakuiert. Die Vakuumpumpen schalten sich an und saugen den Dampf aus der Druckkammer, bis ein Druck von 120 mbar erreicht ist. Die Produkttemperatur fällt in diesem Schritt auf 60°C. Nach Erreichen des Soll-Druckes von 120 mbar wird solange Dampf in die Druckkammer eingelassen, bis die Produkttemperatur 104°C beträgt. Diese Temperatur wird für eine Zeit von 7 min gehalten, um eine effektive Sterilisierung zu bewirken. Nach der Einwirkzeit wird erneut evakuiert, um den Dampf aus der Druckkammer zu befördern. Die Produkt- und Kammertemperatur sinkt.

Dadurch wird auch eine Trocknung des Produktes erreicht. Anschließend wird die Druckkammer belüftet, der Kammerdruck fällt auf Umgebungsniveau. Der Sterilisierungsvorgang ist an dieser Stelle erfolgreich beendet.

Aus dem Chargenprotokoll ist weiteres zu entnehmen: Der Dampfverbrauch dieses Sterilisierungsvorgangs belief sich auf 77 kg, die Dauer t auf 66 min.

Im Folgenden soll dieser Sterilisierungsvorgang quantitativ bezüglich seiner Dampfmassen- und Energieströme aufgeschlüsselt werden. Dazu werden Dauer, Momentanleistung der Vakuumpumpen, Wärmeleistung an den Wärmeübertragern aus der Kondensation des Dampfes und die Rückkühlung des Wassers auf 25°C in den Entfeuchtern jedem Vorgang zugeordnet. Die Zuordnung beruht auf Schlussfolgerungen, die im Folgenden erklärt werden:

Während der Vorerwärmung und dem Dampfeinlass fließt Dampf in den Autoklav. Während dieses Sterilisierungsvorgangs ist nach dem Chargenprotokoll 77 kg Wasserdampf in den Autoklav eingeflossen. Es wird der Einfachheit halber angenommen, dass der Dampfmassenstrom konstant ist. Der gesamte während des Sterilisierungsvorgangs eingesetzte Dampf m_{Ges} verteilt sich somit gleichmäßig auf die einzelnen Vorgänge auf. Der Dampfverbrauch m_{Ein} ist somit nach Gleichung 2.5 – XIII bestimmt:

$$m_{Ein,i} = m_{Ges} * \frac{\Delta t_i}{t}$$

Der aus der Druckkammer beförderte Dampf m_{Aus} wird ebenfalls über diesen Schlüssel in Gleichung 2.5 – XIV errechnet:

$$m_{Aus,i} = m_{Ges} * \frac{\Delta t_i}{t}$$

Die Kühlleistung ergibt sich aus der spezifischen Wärmekapazität c_f für Wasser und einer Temperaturdifferenz von 75 K, denn es wird für die Bestimmung der umgesetzten Wärmeleistung angenommen, dass nach Austritt aus dem Wärmeübertrager eine Temperaturverminderung ΔT von 100°C auf 25°C stattfinden muss, um das Kühlwasser auf Umgebungstemperaturniveau und somit auf den Anfangszustand zu bringen. Die spezifische Wärmekapazität beträgt näherungsweise konstant 4,18 kJ/(kg*K) [20]. Die Kühlleistung $\dot{Q}_{Kühl}$ ergibt sich somit aus Gleichung 2.5 – XV [21]:

$$\dot{Q}_{Kühl} = \dot{m}_{Aus} * \Delta T * c_f$$

Die umgesetzte Wärmeleistung aus der Kondensation des Wasserdampfes ergibt sich aus der Abgabe der Kondensationswärme ΔQ_{Kon} des Wasserdampfes [22]. Die Umgesetzte Wärmeleistung durch Kondensation \dot{Q}_{Kon} ergibt sich aus Gleichung 2.5 – XVI:

$$\dot{Q}_{Kon} = \dot{m}_{Aus} * \Delta Q_V$$

Die an den Vakuumpumpen umgesetzte Leistung ergibt sich aus der Nennleistung der Vakuumpumpen. Es wird der Einfachheit halber modellhaft angenommen, dass die gesamte umgesetzte elektrische Leistung in Wärme umgewandelt wird, obgleich ein gewisser Teil dieser Energie in die Druckerhöhung fließt. Die elektrische Leistung wird bei der Druckminderung der Druckkammer umgesetzt und beträgt 22 kW.

Die jeweilige Dauer eines einzelnen Vorgangs lässt sich aus dem Chargenprotokoll entnehmen. Die Gesamtleistung P_{Ges} ergibt sich aus der Summe der Einzelleistungen. Die Kühlleistung $\dot{Q}_{Kühl}$ und die Kondensationsleistung \dot{Q}_{Kon} werden umgesetzt, wenn Wasserdampf aus der Druckkammer abfließt. Das ist beim Druckablass und bei den beiden letzten Evakuierungen der Fall. Elektrische Leistung an den Vakuumpumpen wird dann umgesetzt, wenn evakuiert wird. Es ergibt sich damit eine Aufschlüsselung der Leistungsumsetzung am Kühlkreislauf, dargelegt in Tabelle 2.5 – VIII:

Tabelle 2.5 – VIII: Energie- und Dampfstromströme am Autoklav							
Vorgang	Δt	m_{Ein}	m_{Aus}	$\dot{Q}_{Kühl}$	\dot{Q}_{Kon}	$P_{el,VP}$	$P_{Ges,i}$
	min	kg	kg	kW	kW	kW	kW
Vorerwärmung	5,2	39,9					0,0
Vorvakuum (70 mbar)	1,6					22,0	22,0
Dampfeinlass	2,5	19,0					0,0
Vakuum (120 mbar)	11,1		18,1	6,8	61,2	22,0	91,7
Dampfeinlass	2,3	17,9					0,0
Keimreduktion	7,0						0,0
Druckablass auf Normaldruck	0,2		0,3	6,8	61,2		69,7
Nachvakuum (200 mbar)	5,9		9,6	6,8	61,2	22,0	91,7
Trocknung (33 mbar)	30,0		48,8	6,8	61,2	22,0	91,7
Belüftung	0,4						0,0
Summe	66,1	76,8	76,8				

Aus Gleichung 2.5 – XVII ergibt sich eine durchschnittliche Wärmeleistung von 65,9 kW:

$$P_{\phi} = \frac{1}{t} * \sum_{i=1}^n \Delta t_i * P_{Ges,i}$$

Es muss eine maximale Kälteleistung von 91,7 kW bereitgestellt werden können. Die Dimensionierung der Kältemaschine ist also so zu wählen, dass sie eine Kälteleistung von 91,7 kW bereitstellen kann. Nach dem Datenblatt der Vakuumpumpen ist eine minimale Temperatur der Betriebsflüssigkeit von 10°C und eine maximale Temperatur von 80°C angezeigt. Das bedeutet, dass eine relativ große Abweichung der Solltemperatur der Betriebsflüssigkeit nicht zu Betriebseinschränkungen der Vakuumpumpen führt. Es muss gewährleistet werden, dass die Betriebsflüssigkeit keine Temperatur größer als 80°C beim Eintritt in die Vakuumpumpen aufweist. Daher muss eine Überwachungsfunktion angeschlossen werden, die im Falle einer Fehlfunktion der Kältemaschine Frischwasser in den Kühlkreislauf speist.

Abbildung 2.5 – VIII zeigt das Konzept der Betriebsflüssigkeitskühlung durch eine Kompressionskältemaschine. Zu sehen ist der Kühlkreislauf des Autoklavs und der Kühlkreislauf der Kältemaschine. Nachfolgend soll das Konzept erklärt werden.

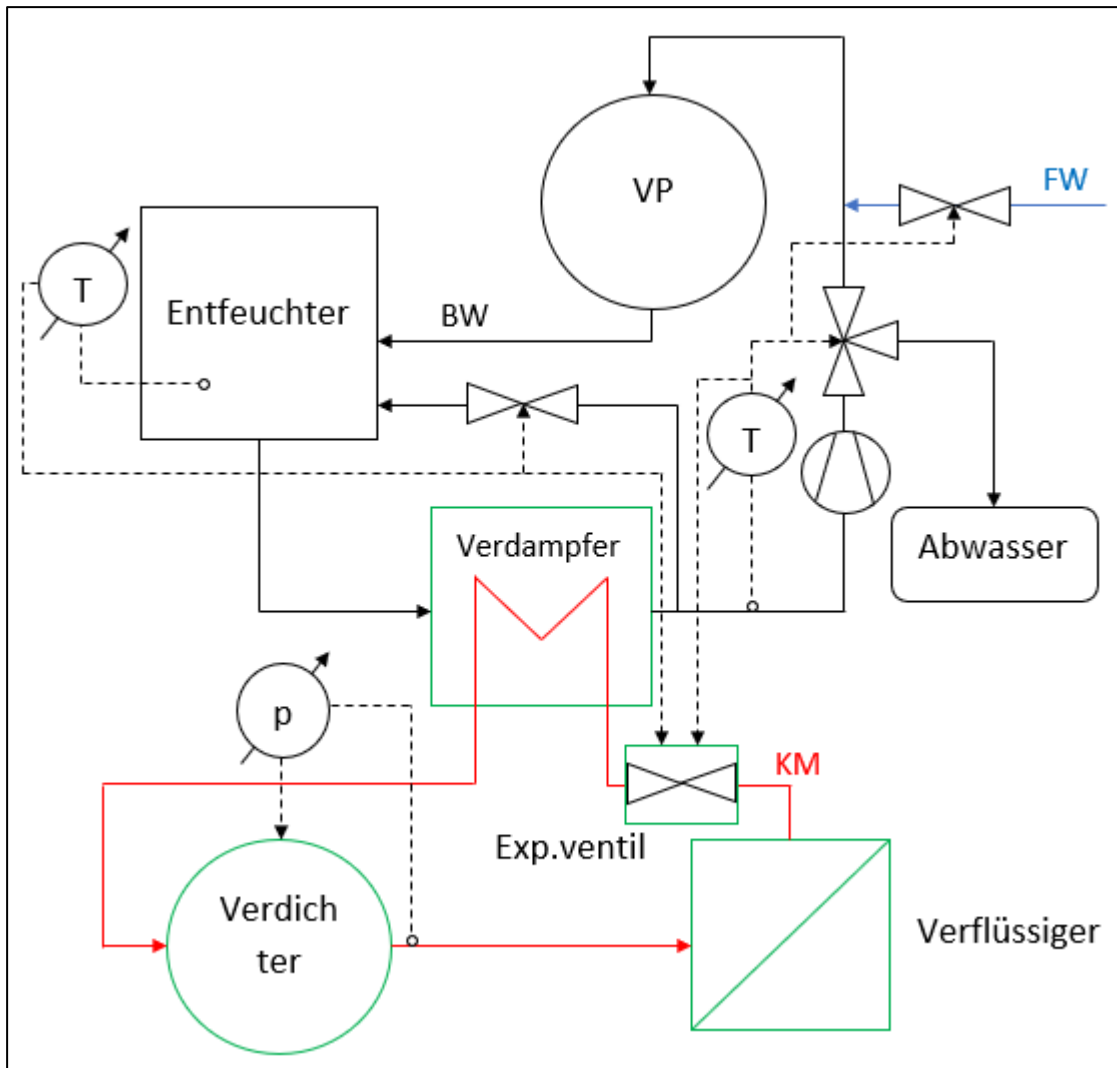


Abb. 2.5 – VIII: Konzept der möglichen Ringkühlanlage des Autoklavs

Das Betriebswasser ist das Wasser, das der Vakuumpumpe zugeführt wird. Das erwärmte Betriebswasser (BW) im Entfeuchter wird über einen Verdampfer geleitet, der die Wärme des Betriebswassers an das Kältemittel (KM) abgibt. Die Verdampfungstemperatur des Kältemittels muss an dieser Stelle kleiner sein als die Temperatur des Betriebswassers beim Austritt aus dem Verdampfer, da so Wärme durch den Temperaturgradienten fließen kann. Die Verdampfungstemperatur des Kältemittels soll 5°C betragen, so ist eine Temperatur des Betriebswassers von 20°C beim Austritt aus dem Verdampfer gegeben.

Das Thermometer, das die Betriebswassertemperatur am Austritt aus dem Verdampfer misst, hat zwei Funktionen: Erstens wird das Expansionsventil durch ein entsprechendes Signal geöffnet, wenn die Betriebswassertemperatur einen kritischen Wert von 30°C erreicht. Dadurch expandiert Kältemittel in den Verdampfer, erreicht eine geringe Temperatur und kühlt das Betriebswasser. Die zweite Funktion des Thermometers dient der Sicherheit: Erreicht das Betriebswasser unerwartet durch beispielsweise Fehlfunktion der Kältemaschine eine Temperatur von über 60°C , so wird das Betriebswasser abgeleitet und anstelle des Betriebswassers Frischwasser (FW) in den Kühlkreislauf gepumpt, um den Betrieb nicht zu unterbrechen. Das Thermometer schließt in dem Fall das Dreiwegeventil des Betriebswassers und öffnet das Frischwasserventil.

Die Temperatur im Entfeuchter soll ebenfalls gemessen werden. Überschreitet sie einen kritischen Wert von 60°C , so soll das Expansionsventil geöffnet werden und gekühltes Betriebswasser in den Entfeuchter geleitet werden. Das bewirkt eine Temperatursenkung. Die Temperatur des Betriebswassers im Entfeuchter darf 20°C nicht unterschreiten, um die vollständige Verdampfung des Kältemittels zu gewährleisten. Kältemittel darf nur in gasförmiger Form in den Verdichter gelangen, um einen Flüssigkeitsschlag und damit die Beschädigung des Verdichters zu vermeiden [23].

Die Pumpe des Betriebswasserstroms nach Austritt aus dem Verdampfer hält einen Druck aufrecht, um die Vakuumpumpen mit Betriebswasser versorgen zu können. Die ununterbrochene Versorgung mit Betriebsflüssigkeit ist für den reibungslosen Betrieb notwendig.

Im Folgenden sollen die technischen Daten der Kältemaschine beleuchtet werden. Es existiert eine passende Kältemaschine mit einer maximalen Kälteleistung von $99,8\text{ kW}$. Die Betriebsparameter sind in Abbildung 2.5 – VIX dargestellt:

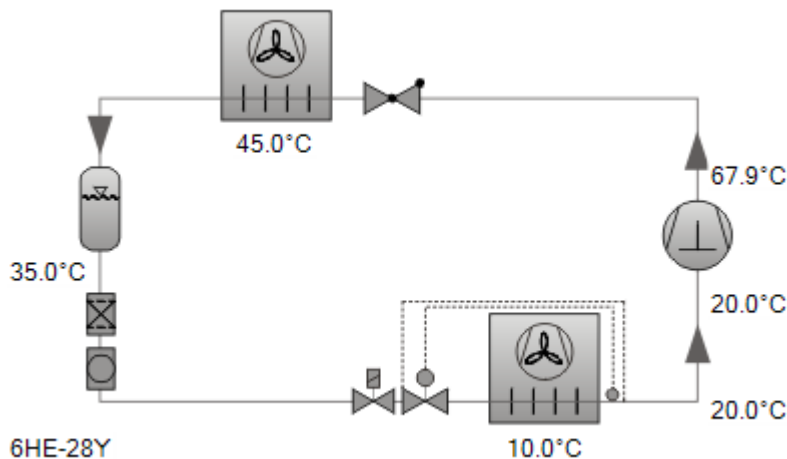


Abb. 2.5 – IX: Betriebsparameter der Kältemaschine

Es handelt sich um eine Kältemaschine mit einer Leistungsaufnahme von $21,7\text{ kW}$, einer Kälteleistungszahl von $4,59$ und einer maximalen Kälteleistung von $99,8\text{ kW}$. Die Teillastregelung ermöglicht die Kälteleistungsbereitstellung für Zeiten geringerer Kälteleistungsanforderung, indem der Verdichter die Leistung drosselt und somit eine gestufte Bereitstellung von Kälteleistung möglich ist. Der Verflüssiger führt die Wärme an die Umgebungsluft außerhalb des Gebäudes ab.

Um eine eher pessimistische Prognose der Kosten zu erhalten, soll angenommen werden, dass maximal 10% des momentan anfallenden Frischwasserbedarfs auch mit der Kältemaschine zugeführt werden muss, also durch die Kältemaschine 90% des Frischwasserbezuges eingespart werden können. Dieser Frischwasserbedarf wird in der Kostenrechnung berücksichtigt.

2.6 Wirtschaftlichkeit

2.6.1 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung des Autoklavs

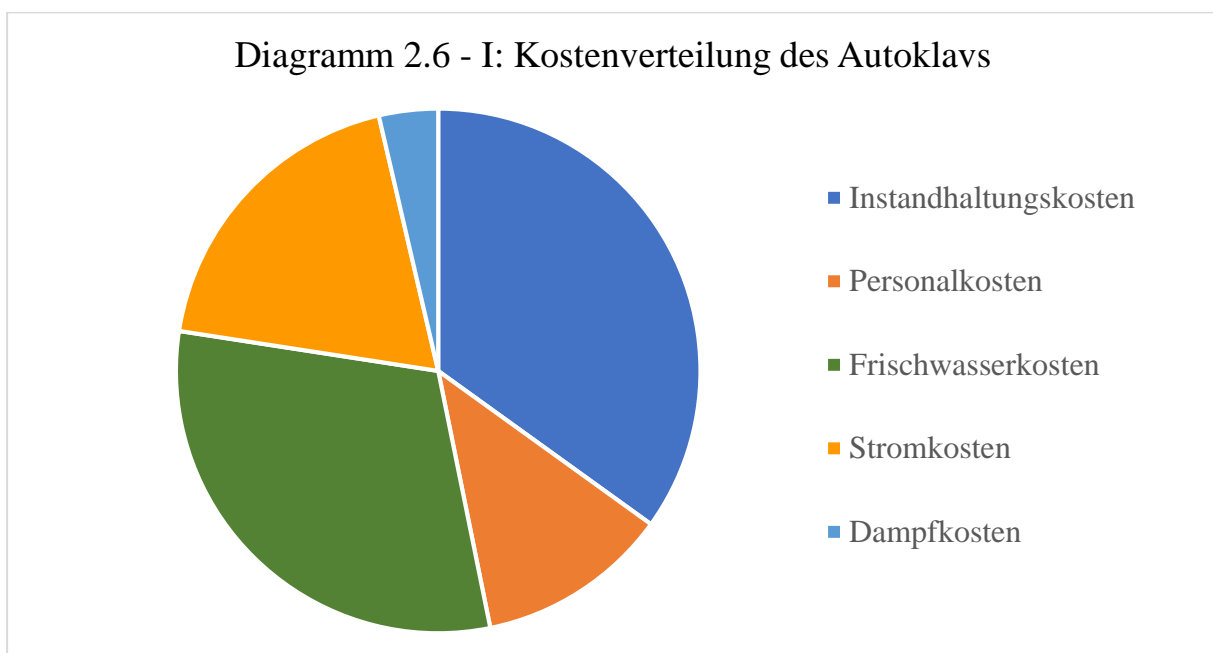
Zunächst sollen die Ist-Kosten und die Energie- und Materialpreise des Autoklavs in Tabelle 2.6 – I dargestellt werden.

Tabelle 2.6 – I: Ist-Kosten des Autoklavs			
Stelle	Formelzeichen	Wert	Einheit
Instandhaltungskosten	$K_{Aut, Wart}$	37.500,00	€/a
Personalkosten	$K_{Aut, Lohn}$	12.750,00	€/a
Frischwasserkosten	$K_{Aut, FW}$	32.870,00	€/a
Stromkosten	$K_{Aut, el}$	20.310,00	€/a
Dampfkosten	$K_{Aut, Dampf}$	3.910,00	€/a
Massenspez. Dampfkosten	$K_{Aut, Dampf, m}$	0,031	€/kg
Energiepreis elektrisch	$K_{Aut, El}$	0,175	€/kWh
Energiepreis thermisch	$K_{Aut, Th}$	0,043	€/kWh
Frischwasserpreis	VP_{FW}	3,84	€/m ³

Die bisherigen Frischwasserkosten ergeben sich aus der durchschnittlichen Anzahl an durchgeführten Chargen des vergangenen Jahres mit dem durchschnittlichen Frischwasserverbrauch pro Charge und dem Frischwasserpreis. Dargelegt ist diese Rechnung in Gleichung 2.6 – I:

$$K_{Aut,FW} = m_{\phi,FW,Charge} * n_{Chargen,ges} * VP_{FW}$$

Es ergeben sich Frischwasserkosten in Höhe von 32.870 €/a. Die Basis bildet hierfür die im letzten Jahr ausgezählten Chargenprotokolle aus Kap. 2.3. Diese Berechnung bildet nicht die Basis für die Berechnung zukünftiger Ausgaben für Frischwasser, da anzunehmen ist, dass der Autoklav in Zukunft öfter eingesetzt wird. Diagramm 2.6 – I zeigt die Kostenverteilung grafisch als Kreisdiagramm.



2.6.2 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der Regenwassernutzungsanlage

Die Regenwassernutzungsanlage senkt die Frischwasserkosten durch Teilsubstitution des Frischwassereinsatzes mit Regenwassereinsatz als Kältemittel. Die Materialkosten für das Frischwasser senken sich um den Regenwassereinsatz multipliziert mit dem Frischwasserbezugspreis in Höhe von 1,73 €/m³, denn die Abwasserentsorgungskosten in Höhe von 2,13 €/m³ fallen weiterhin an. Deshalb kann nicht der gesamte Frischwasserpreis in Höhe von 3,84 €/m³ als Einsparung angenommen werden. Für verschiedene Zisternennutzvolumina und Kühlwasserbedarfe sind die theoretischen Frischwasserkosteneinsparungen in Tabelle 2.6 – II dargestellt, die Daten basieren auf der Simulation aus Kapitel 2.5.1. Als weitere Parameter wurde die Auffangfläche als 6.000 m², eine Betriebszeit von 117 h/Woche und ein Abflussbeiwert von 0,8 gesetzt.

Tabelle 2.6 – II: Frischwasserkosteneinsparungen in Abhängigkeit von Zisternenvolumina und Kühlwasserbedarfen durch den Einsatz einer Regenwassernutzungsanlage bei einer Betriebszeit von 117 h/Woche			
	$B_{KW} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$
Zisternenvolumen	Kosteneinsparung	Kosteneinsparung	Kosteneinsparung
l	€	€	€
12.500	3.281,00	3.499,00	3.662,00
25.000	4.127,00	4.346,00	4.496,00
37.500	4.631,00	4.830,00	4.967,00
50.000	4.983,00	5.167,00	5.294,00

Aus den Ergebnissen der Tabelle 2.6 – II ist folgendes ersichtlich: Bei einer Betriebszeit von 117 h/Woche schwanken die Frischwasserkosteneinsparungen in Abhängigkeit der Kühlwasserbedarfe kaum, wenn sie sich im Bereich von 1,5 m³/h bis 2,5 m³/h bewegen. Bei einer wöchentlichen Betriebszeit von 117 h sind also Frischwasserkosteneinsparungen zwischen 3.281,00 €/a und 5.294,00 €/a zu erwarten. Die Frischwasserkosten hängen in diesem Vergleich von der Größe der Zisterne und dem Kühlwasserbedarf ab.

Im Folgenden sollen mögliche Betriebsänderungen des Autoklavs berücksichtigt werden. Es sollen die Einsparungen der Frischwasserbezugskosten berechnet werden, wenn der Autoklav nur an 67 h/Woche in Betrieb ist. Die Dachfläche verbleibt bei 6.000 m², der Abflussbeiwert bei 0,8. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2.6 – III dargestellt:

Tabelle 2.6 – III: Frischwasserkosteneinsparungen in Abhängigkeit von Zisternenvolumina und Kühlwasserbedarfen durch den Einsatz einer Regenwassernutzungsanlage bei einer Betriebszeit von 67 h/Woche			
	$B_{KW} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$
Zisternenvolumen	Kosteneinsparung	Kosteneinsparung	Kosteneinsparung
l	€	€	€
12.500	2.315	2.463	2.569
25.000	3.154	3.310	3.418
37.500	3.744	3.906	4.010
50.000	4.173	4.345	4.447

Die Ergebnisse aus Tabelle 2.6 – III zeigen, dass die Änderungen der Frischwasserkosteneinsparungen, die sich aus unterschiedlichen Kühlwasserbedarfen ergeben, etwa den Änderungen entsprechen, die sich aus der Berechnung mit einer Betriebszeit von 117 h/Woche ergeben. Ist beispielsweise ein Kühlwasserbedarf von 2,5 m³/h angenommen, der aber in Wahrheit bei 1,5 m³/h liegt, so werden bei einer Betriebszeit von 117 h/Woche 11 % weniger Frischwasserkosten und bei einer Betriebszeit von 67 h/Woche 9 % weniger als die prognostizierten Frischwasserkosteneinsparungen erreicht.

Für den Betrieb der Regenwassernutzungsanlage fallen zusätzliche Kosten für elektrische Energie an. Die Pumpen der Regeleinheit und die Tauchpumpen in der Zisterne beziehen für die Regenwasserförderung zum Autoklav elektrischen Strom. Die Nennleistungen $P_{Nenn,TP}$ für die Tauchpumpen und $P_{Nenn,KP}$ für die Kreiselpumpen der Regeleinheit und die jeweiligen Förderstromströme bei Nennleistung sind bekannt. Die Tauchpumpen haben eine Nennleistung von 1.100 W und einen Nennförderstrom von 16,5 m³/h pro Pumpe. Die Kreiselpumpen haben eine Nennleistung von 3.680 W und einen Nennförderstrom von 14 m³/h. Um die Energiekosten zu prognostizieren wird errechnet, wie viel Energie benötigt wird, um einen m³ Wasser zu fördern. Bei 1.100 W fördert eine Tauchpumpe 16,5 m³/h, eine Kreiselpumpe fördert 14 m³/h bei 3.680 W. Folgende Gleichung 2.6 – I gibt die Energiestückkosten für Strom aus der Förderung von Kühlwasser wieder, jeweils für die Tauchpumpen (TP) und die Kreiselpumpen (KP):

$$k_{RWNA,El} = VP_{En,El} * \frac{P_{Nenn,Pumpe}}{V_{KW}}$$

$$k_{RWNA,El,KP} = 0,175 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} * \frac{3,86 \text{ kW}}{14 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} = 0,046 \frac{\text{€}}{\text{m}^3}$$

$$k_{RWNA,El,TP} = 0,175 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} * \frac{1,1 \text{ kW}}{16,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} \approx 0,012 \frac{\text{€}}{\text{m}^3}$$

Um die Gesamtkosten aus Strom $K_{RWNA,El}$ zu berechnen, werden die Stückkosten mit dem jeweiligen Fördervolumen multipliziert. Aus dem Konzept geht Folgendes hervor, vgl. hierzu Abbildung 2.5 – VI: Die Kreiselpumpen müssen das gesamte Kühlwasseraufkommen fördern, also den Frischwasser- und den Regenwasserteil. Die Tauchpumpen müssen lediglich den Regenwasseranteil fördern. Aus der Simulation ist für jede Annahme der Betriebszeit und die angenommenen Kühlwasserbedarfe der Frischwasser- und Regenwasseranteil am Kühlwasserbedarf kalkulierbar.

Nachfolgend sollen die Energiekosten beispielhaft für einen Fall errechnet werden. Angenommen wird eine Betriebszeit von 117 h/Woche und ein Kühlwasserbedarf von 1,5 m³/h bei einem Zisternennutzvolumen von 25.000 l. Der Regenwasserbezug beträgt nach der Simulation 2.385 m³/a, der Frischwasserbezug liegt bei 6.891 m³/a. Dann ergeben sich die Energiekosten für die Kreiselpumpen aus Gleichung 2.6 – II:

$$K_{RWNA,El,KP} = k_{RWNA,El,KP} * V_{RW} + k_{RWNA,El,KP} * V_{FW} = k_{RWNA,El,KP} * (V_{RW} + V_{FW})$$

$$K_{RWNA,El,KP} = 0,046 \frac{\text{€}}{\text{m}^3} * (2.385 + 6.891) \frac{\text{m}^3}{\text{a}} \approx 426,70 \frac{\text{€}}{\text{a}}$$

Für die Tauchpumpen ergeben sich die Energiekosten aus Gleichung 2.6 – III. Da die Tauchpumpen lediglich das Regenwasser fördern, entfällt für diese Berechnung der Frischwasserbezug:

$$K_{RWNA,El,TP} = k_{RWNA,El,TP} * V_{FW}$$

$$K_{RWNA,El,TP} = 0,012 \frac{\text{€}}{\text{m}^3} * 2.385 \frac{\text{m}^3}{\text{a}} \approx 27,83 \frac{\text{€}}{\text{a}}$$

Aus der Simulation ergeben sich durch die Gleichungen 2.6 – II und 2.6 – III die Stromkosten für verschiedene Kühlwasserbedarfe und Wochenbetriebsstunden bei einer Auffangfläche von 6.000 m² und einem Abflussbeiwert von 0,8. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2.6 – IV dargestellt. Dabei wurden die Stromkosten der Tauch- und der Kreiselpumpen addiert und als Gesamtkosten angegeben.

Tabelle 2.6 – IV: Kosten aus Strombezug der Tauch- und Kreiselpumpen der Regenwassernutzungsanlage						
	WBH = 67 h/a			WBH = 117 h/a		
	$B_{KW} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$
Volumen	$K_{RWNA,El}$	$K_{RWNA,El}$	$K_{RWNA,El}$	$K_{RWNA,El}$	$K_{RWNA,El}$	$K_{RWNA,El}$
l	€/a	€/a	€/a	€/a	€/a	€/a
12.500	270,08	355,91	441,44	448,82	592,53	735,86
25.000	275,74	361,62	447,17	454,52	598,23	741,48
37.500	279,72	365,64	451,16	457,93	601,50	744,66
50.000	282,61	368,60	454,09	460,30	603,77	746,86

Im Folgenden sollen die Frischwasserkosteneinsparungen $\Delta K_{RWNA,El,Pumpe}$ und die Stromkosten zusammengefügt werden. Die Kosteneinsparungen ergeben sich aus den Frischwasserkosteneinsparungen vermindert um die Strombezugskosten der Förderpumpen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2.6 – V dargestellt:

Tabelle 2.6 – V: Kosteneinsparungen aus der Nutzung einer Regenwassernutzungsanlage, abhängig von Wochenbetriebsstunden, Kühlwasserbedarf und Zisternenvolumen						
	WBH = 67 h/Woche			WBH = 117 h/Woche		
	$B_{KW} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$	$B_{KW} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$
Volumen	$\Delta K_{RWNA,El}$	$\Delta K_{RWNA,El}$	$\Delta K_{RWNA,El}$	$\Delta K_{RWNA,El}$	$\Delta K_{RWNA,El}$	$\Delta K_{RWNA,El}$
l	€/a	€/a	€/a	€/a	€/a	€/a
12.500	2.045,00	2.107,00	2.128,00	2.832,00	2.906,00	2.926,00
25.000	2.878,00	2.948,00	2.971,00	3.672,00	3.748,00	3.755,00
37.500	3.464,00	3.540,00	3.559,00	4.173,00	4.228,00	4.222,00
50.000	3.890,00	3.976,00	3.993,00	4.523,00	4.563,00	4.547,00

Für die Realisierung der Regenwasserzisterne fallen Bauschritte an: Für die Baugrube, die Freispiegelleitungen und die Regenwasserdruckleitungen ist kein Angebot vorhanden, es liegt aber

ein Angebot für die Regenwassernutzungsanlage (RWNA) für verschiedene Zisternennutzvolumina vor. Die Tabelle 2.6 – VI zeigt die Investitionen der Regenwassernutzungsanlage nach dem Nutzvolumen der Zisterne.

Tabelle 2.6 – VI: Investitionen der Regenwassernutzungsanlage	
	Investition
Beschreibung	€
RWNA mit Zisternennutzvolumen von 12.500 l	35.507,00
RWNA mit Zisternennutzvolumen von 25.000 l	38.660,00
RWNA mit Zisternennutzvolumen von 37.500 l	42.814,00
RWNA mit Zisternennutzvolumen von 50.000 l	44.403,00

Hinzu kommen die Baugrube, die Anpassung des Freispiegelleitungssystems, die Verlegung der Regenwasserdruckleitung und die Montagearbeiten. Da für diese Bauschritte bisher kein Angebot eingetroffen ist, werden die Investitionen geschätzt. Es wird angenommen, dass die Investition für diese Arbeiten in Abhängigkeit des Zisternennutzvolumens 10.000 € bis 13.000 € beträgt. Dann ergeben sich die Gesamtinvestitionen aus der Summe der Investition der Regenwassernutzungsanlage und der Investition der weiteren, in diesem Absatz genannten Bauschritte. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2.6 – VII dargestellt:

Tabelle 2.6 – VII: Gesamtinvestitionen der Regenwassernutzungsanlage und der weiteren notwendigen Bauschritte	
	Investition
Beschreibung	€
RWNA mit Zisternennutzvolumen von 12.500 l, gesamt	45.507,00
RWNA mit Zisternennutzvolumen von 25.000 l, gesamt	49.660,00
RWNA mit Zisternennutzvolumen von 37.500 l, gesamt	52.814,00
RWNA mit Zisternennutzvolumen von 50.000 l, gesamt	57.403,00

Um im Folgenden eine begründete Wahl des Zisternennutzvolumens zu treffen, sollen die jeweiligen Amortisationszeiten t_{Amo} errechnet werden. Die Amortisationszeit ergibt sich aus der Investition dividiert durch die jährlichen Gesamtkosten der Anlage. Die Amortisationszeiten sind nach dem jeweiligen Kühlwasserbedarf und den jeweiligen Wochenbetriebsstunden in folgender Tabelle 2.6 – VIII dargelegt:

Tabelle 2.6 – VIII: Statische Amortisationszeiten in Abhängigkeit der Zisternennutzvolumina						
	WBH = 67 h/Woche			WBH = 117 h/Woche		
	BKW = 1,5 m ³ /h	BKW = 2,0 m ³ /h	BKW = 2,5 m ³ /h	BKW = 1,5 m ³ /h	BKW = 2,0 m ³ /h	BKW = 2,5 m ³ /h
Volumen	t_{Amo}	t_{Amo}	t_{Amo}	t_{Amo}	t_{Amo}	t_{Amo}
l	a	a	a	a	a	a
12.500	22,3	21,6	21,4	16,1	15,7	15,6
25.000	17,3	16,8	16,7	13,5	13,2	13,2
37.500	15,2	14,9	14,8	12,7	12,5	12,5
50.000	14,8	14,4	14,4	12,7	12,6	12,6

Es ist aus Tabelle 2.6 – VIII ersichtlich, dass eine Regenwassernutzungsanlage (RWNA) mit einem Nutzvolumen von 50.000 l bzw. 37.500 l die kleinste Amortisationszeit aufweist. Bei einer Betriebszeit von 67 h/Woche amortisiert sich eine Zisterne mit 50.000 l Nutzvolumen am frühesten. Bei einer Betriebszeit von 117 h/Woche amortisiert sich eine Zisterne mit 37.500 l Nutzvolumen minimal früher als eine RWNA mit einem Nutzvolumen von 50.000 l. Da sich eine RWNA mit einem Nutzvolumen von 50.000 l bei einer Betriebszeit von 67 h/Woche etwas früher amortisiert als eine RWNA mit einem Nutzvolumen von 37.500 l, soll in der weiteren Wirtschaftlichkeitsbetrachtung eine RWNA mit einem Nutzvolumen von 50.000 l fokussiert werden.

2.6.3 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der Kompressionskältemaschine

Die Kompressionskältemaschine ist in Abschnitt 2.5.3 auf eine maximale Kälteleistung von 91,7 kW dimensioniert worden. Es steht eine Kältemaschine mit einer Kälteleistung von 99,8 kW zur Auswahl. Die Leistungszahl beträgt laut Datenblatt für diese Kältemaschine 4,59. Die elektrische Anschlussleistung ergibt sich aus Gleichung 2.2 – IV und aus dem Datenblatt zu 21,7 kW und ist gleich der Nennleistung $P_{KKM,Nenn}$. Es ist eine Stufenregelung a_i dieser Kältemaschine möglich, sodass 0 %, 25 %, 50 %, 75% und 100 % der Nennleistung gefahren werden kann.

Aus Tabelle 2.5 – VIII ist ersichtlich, dass während der dort quantisierten Charge eine maximale Kälteleistung von 91,7 kW für 47 min benötigt wird. Für 1,6 min sind 22 kW Kälteleistung erforderlich und für 0,2 min eine Kälteleistung von 69,7 kW. Eine zu geringe Taktzeit sollte vermieden werden, daher sollte die Kältemaschine in einem Leistungsbereich angefahren werden, der eine zu kurze Taktzeit ausschließt. Die Kältemaschine sollte bei dieser erforderlichen Leistung von 69,7 kW für 0,2 min nicht sofort anfangen, Kälteleistung bereitzustellen. 22 kW entspricht dabei einer bereitstellbaren Kälteleistung bei einer Leistungsstufe von 25 %, 69,7 kW entspricht einer Leistungsstufe von 75 %. Bei einer erforderlichen Kälteleistung von 91,7 kW stellt sich der Verdichter auf eine Leistungsstufe von 100 % der Nennleistung. Für 17,3 min schaltet sich die Kältemaschine ab, da in dieser Zeit keine Kälteleistung erforderlich ist.

Für die Berechnung des erforderlichen Energieeinsatzes der Kältemaschine soll diese Chargenbetrachtung als Berechnungsbasis dienen. Für den benötigten elektrischen Energiebezug, der für diese Charge durch die Bereitstellung von Kälteleistung durch eine Kältemaschine entsteht, wird die jeweilige Dauer Δt_i mit der Eingangsleistung der Kältemaschine multipliziert. Es ergibt sich Gleichung 1.6 – IV:

$$E_{KKM,i} = \Delta t_i * P_{Ein,i}$$

Für die Berechnung der gesamten eingesetzten Energie ergibt sich Gleichung 2.6 – V:

$$E_{Ges,KKM} = \sum \Delta t_i * P_{Ein,i}$$

Für die Berechnung der Eingangsleistung der Kältemaschine ergibt sich Gleichung 2.6 – VI, es wird die Nennleistung $P_{KKM,Nenn}$ mit der Leistungsstufe a_i multipliziert:

$$P_{Ein,i} = P_{KKM,Nenn} * a_i$$

Aus der Rechnung geht ein Energiebezug von 17,2 kWh für diese Charge hervor. Im Folgenden ist die Berechnung dieses Ergebnisses noch einmal gezeigt:

$$E_{Ges,KKM} = 21,7 \text{ kW} * (100\% * 47 \text{ min} + 75\% * 0,2 \text{ min} + 25\% * 1,6 \text{ min}) \approx 17,2 \text{ kWh}$$

Diese Charge dauerte insgesamt 66,1 min. Um einen Mittelwert zu bilden, dividiert sich der Gesamtenergiebezug durch diese Chargendauer. Es ergibt sich somit eine durchschnittliche elektrische Eingangsleistung $P_{KKM, Ein, \phi}$ von 15,61 kW.

Um die voraussichtlichen Energiekosten der Kältemaschine zu berechnen, wird die durchschnittliche Eingangsleistung der Kältemaschine mit der Betriebszeit und dem Strompreis multipliziert, nach Gleichung 2.6 – VII:

$$K_{KKM, El} = P_{KKM, Ein, \phi} * VP_{El} * WBH * 52$$

Es sollen zwei Fälle angenommen werden: Die Wochenbetriebsstunden des Autoklavs belaufen sich auf 67 h und die Wochenbetriebsstunden belaufen sich auf 117 h. Für beide Fälle errechnen sich die Energiekosten für Strom der Kältemaschine. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2.6 – IX dargestellt:

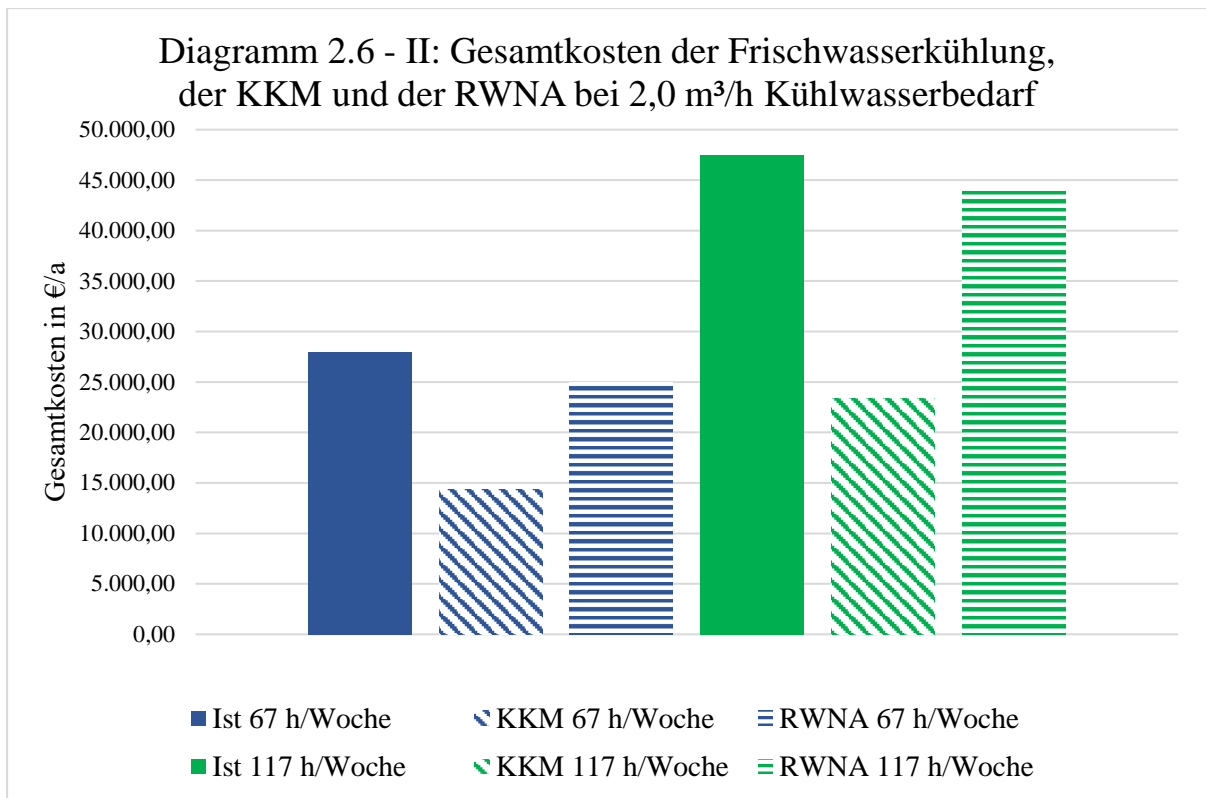
Tabelle 2.6 – IX: Elektrische Energiekosten der Kältemaschine in Abhängigkeit der Wochenbetriebsstunden		
Wochenbetriebsstunden	67 h/Woche	117 h/Woche
Elektrische Energiekosten	9.518,00 €/a	16.620,00 €/a

2.6.4 Kostenvergleich der Maßnahmen

Im Folgenden sollen die Soll-Situationen und die Ist-Situation bezüglich der jährlichen Kosten gegenübergestellt werden. Für die Ist-Situation ergibt sich die vorhandene Kühlung des Autoklavs mit Frischwasser. Für die Soll-Situationen stehen die Maßnahmen „Regenwassernutzungsanlage“ (RWNA) und „Kompressionskältemaschine“ (KKM). Für die Regenwassernutzungsanlage wurde eine Zisterne mit einem Nutzvolumen von 50.000 l gewählt. Der Abflussbeiwert liegt bei 0,8 und die Dachfläche bei 6.000 m², der Kühlwasserbedarf B_{KW} liegt bei 2,0 m³/h.

Um eine aussagekräftige Vergleichbarkeit zu schaffen, werden zwei Fälle unterschieden. Der erste Fall besteht aus der Aussage, dass die Betriebszeit 117 h/Woche beträgt, die zweite Aussage besagt, dass die Betriebsdauer 67 h/Woche beträgt. Für beide Fälle soll ein Kostenvergleich stattfinden. Die Kosten für einen Vollwartungsvertrag der Kältemaschine wurden geschätzt und berücksichtigt. Die Kosten werden in Tabelle 2.6 – X gegenübergestellt und in Diagramm 2.6 – II grafisch dargestellt:

Tabelle 2.6 – X: Kostenübersicht der Ist-Situation und der Maßnahmen bei $B_{KW} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$						
	Ist		KKM		RWNA	
<i>WBH</i> in h	67	117	67	117	67	117
FW in €/a	27.944,00	47.493,00	2.794,40	4.749,30	23.599,00	42.326,00
Strom in €/a			9.518,00	16.620,00	369,00	604,00
Wartung in €/a			2.000,00	2.000,00	1.000,00	1.000,00
Gesamt in €/a	27.944,00	47.493,00	14.312,40	23.369,30	24.968,00	43.930,00



Es ist zu erkennen, dass die Kompressionskältemaschine im Vergleich zur Regenwassernutzungsanlage und vorhandener Frischwasserkühlung deutlich geringere Gesamtkosten verursacht.

Nun soll ein weiterer Kostenvergleich stattfinden. Es werden die Kosten der Ist- und Soll-Situationen gegenübergestellt, wenn der Kühlwasserbedarf 1,5 m³/h bzw. 2,5 m³/h beträgt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2.6 – XI und 2.6 – XII dargestellt:

Tabelle 2.6 – XI: Kostenübersicht der Ist-Situation und der Maßnahmen bei $B_{KW} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$						
	Ist		KKM		RWNA	
<i>WBH</i> in h	67	117	67	117	67	117
FW in €/a	21.243,00	35.620,00	2.124,30	3.562,00	17.070,00	30.637,00
Strom in €/a			9.518,00	16.620,00	283,00	460,00
Wartung in €/a			2.000,00	2.000,00	1.000,00	1.000,00
Gesamt in €/a	21.243,00	35.620,00	13.642,30	22.182,00	18.353,00	32.097,00

Tabelle 2.6 – XII: Kostenübersicht der Ist-Situation und der Maßnahmen bei $B_{KW} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$						
	Ist		KKM		RWNA	
<i>WBH</i> in h	67	117	67	117	67	117
FW in €/a	35.405,00	59.366,00	3.540,50	5.936,60	30.958,00	54.072,00
Strom in €/a			9.518,00	16.620,00	454,00	747,00
Wartung in €/a			2.000,00	2.000,00	1.000,00	1.000,00
Gesamt in €/a	35.405,00	59.366,00	15.058,50	24.556,60	32.412,00	55.819,00

Die Ergebnisse zeigen, dass unabhängig der Betriebszeit und des Kühlwasserbedarfs eine Regenwassernutzungsanlage und eine Kompressionskältemaschine geringere Gesamtkosten verursachen als die vorhandene Frischwasserkühlung. Eine Kompressionskältemaschine mit den gewählten Betriebsparametern verursacht wiederum deutlich geringere Gesamtkosten als eine Regenwassernutzungsanlage.

2.6.5 Amortisation

In diesem Abschnitt soll auf die Amortisationszeiten der Maßnahmen Bezug genommen werden. Es wird angenommen, dass die Wiederverkaufswerte für beide Maßnahmen 0,00 € betragen. Bei leicht abweichenden tatsächlichen Werten sind die entsprechenden verrechneten Werte anzupassen. Für diese Betrachtung wird zunächst die voraussichtliche Betriebszeit von 117 h/Woche und ein Kühlwasserbedarf von 2,0 m³/h angenommen.

Die Gesamtinvestition der Kältemaschine (KKM) beträgt 45.000 €, die Gesamtinvestition der Regenwassernutzungsanlage (RWNA) beträgt 57.400 € bei einem Zisternenvolumen von 50.000 l. Für die Berechnung der Amortisationszeit ist Gleichung 2.6 – VIII definiert [24]:

$$t_{Amo} = \frac{I_{Ges,i}}{G_i - A_{Lin,i}}$$

Um einen einfachen Vergleich beider Maßnahmen zu erhalten, sollen kalkulatorische Kosten wie die linearen Abschreibungen unberücksichtigt bleiben. Es werden lediglich die tatsächlichen Einnahmen aus Kosteneinsparungen berücksichtigt. Der Gewinn ist gleich den jeweiligen Kosteneinsparungen der Maßnahmen aus den Tabellen 2.6 – XII bis 2.6 – XIII. Die Investitionen, die Wiederverkaufswerte und die jährlichen Gewinne sind in Tabelle 2.6 – XII dargestellt:

Tabelle 2.6 – XIII: Investitionen und jährliche Gewinne der Regenwassernutzungsanlage und der Kältemaschine			
Stelle	RWNA	KKM	Einheit
Investition	57.400,00	45.000,00	€
Jährlicher Gewinn	3.563,00	24.124,00	€/a

Aus den Werten aus Tabelle 2.6 – XII ergibt sich nach Gleichung 2.6 – VIII eine Amortisationszeit von 16,1 Jahren für die Regenwassernutzungsanlage und eine Amortisationszeit von 1,9 Jahren für die Kompressionskältemaschine.

Es sollen weitere Fälle angenommen werden. Zum einen sollen die Amortisationszeiten beider Maßnahmen errechnet werden, wenn die Betriebszeit des Autoklavs auf 67 h/Woche fällt, zum anderen soll der Einfluss des Kühlwasserverbrauchs mit in die Betrachtung einbezogen werden. Die Ergebnisse sind, wie oben ausführlich dargelegt, errechnet worden und in Tabelle 2.6 - XIII dargestellt:

Tabelle 2.6 – XIV: Amortisationszeiten der Maßnahmen mit Berücksichtigungen der Wochenbetriebsstunden und des Kühlwasserbedarfes

B_{KW} m ³ /h	Regenwassernutzungsanlage		Kältemaschine		Einheit
	WBH = 67 h/Woche	WBH = 117 h/Woche	WBH = 67 h/Woche	WBH = 117 h/Woche	
1,5	19,9	16,3	6,0	3,4	a
2,0	19,3	16,1	3,3	1,9	a
2,5	19,2	16,2	2,2	1,3	

Tabelle 2.6 – XIII zeigt, dass die Amortisationszeit der Regenwassernutzungsanlage in jedem der angenommenen Fälle weit über der Amortisationszeit der Kompressionskältemaschine liegt. Im Falle, dass die Betriebszeit des Autoklavs auf 67 h/Woche fällt und der Kühlwasserbedarf bei 1,5 m³/h liegt, amortisiert sich die Kältemaschine nach 6 Jahren. Die Regenwassernutzungsanlage amortisiert sich in diesem Fall nach 19,9 Jahren. Eine Kältemaschine ist somit deutlich wirtschaftlicher als eine Regenwassernutzungsanlage.

2.7 Diskussion

Es konnte gezeigt werden, dass sich eine Investition in eine Kompressionskältemaschine nach spätestens 6,0 Jahren amortisiert, wenn die Betriebszeit des Autoklavs 67 h/Woche nicht überschreitet, der Kühlwasserverbrauch während der Betriebszeit nicht unter 1,5 m³/h fällt und mindestens 90 % des sonst eingesetzten Frischwassers durch die Kältemaschine eingespart werden kann. Die kalkulatorischen Abschreibungen wurden für diese Betrachtung nicht berücksichtigt. Eine Regenwassernutzungsanlage amortisiert sich nach spätestens 19,9 Jahren. Auch hier gelten die in diesem Absatz genannten Betriebsrahmen. Für beide Berechnungen wurden mögliche zukünftige Preisänderungen des Stroms und Frischwassers nicht berücksichtigt.

Ökonomisch gesehen ist die Investition in eine Kompressionskältemaschine deutlich günstiger, da erstens die Amortisationszeit dieser deutlich unter der der Regenwassernutzungsanlage liegt und zweitens die zu erwartenden Gewinne deutlich höher liegen als die der Regenwassernutzungsanlage. Die Investition in eine Kompressionskältemaschine wird sich also deutlich früher rentieren als die Investition in einer Regenwassernutzungsanlage und deutlich höhere Gewinne erwirtschaften. Aus ökonomischen Gesichtspunkten ist somit die Investition in eine Kompressionskältemaschine zu empfehlen.

Um einen Vergleich beider Maßnahmen bezüglich ihrer ökologischen Auswirkungen anzustellen, sollen für beide Maßnahmen im nächsten Absatz noch einige zuvor berechneter Kennwerte zusammengefasst werden. Für den Vergleich wird eine Betriebszeit von 117 h/Woche und ein Kühlwasserbedarf von 2,0 m³/h angenommen.

Die Kältemaschine bezieht im Rahmen der getroffenen Annahmen elektrische Energie in Höhe von knapp 95.000 kWh pro Jahr durch die Bereitstellung von Kälteleistung. Der Strombezug der Regenwassernutzungsanlage beträgt in diesem Vergleichsrahmen 26.074 kWh pro Jahr. Die Regenwassernutzungsanlage kommt somit mit ca. 27 % des Strombezugs der Kältemaschine aus, der Strombezug der Kältemaschine liegt somit um 68.926 kWh/a über dem der Regenwassernutzungsanlage. Im Vergleich sei dargelegt, dass eine Person in Deutschland im Jahr durchschnittlich 7.381 kWh elektrischer Energie bezieht [25]. Die Kompressionskältemaschine bezieht somit jährlich so viel elektrischen Strom mehr als die Regenwassernutzungsanlage, wie ca. 9 Personen im Jahr beziehen. Je Kilowattstunde elektrischer Endenergie, die 2014 in Deutschland bereitgestellt wurde, wurden 564 g Kohlendioxid emittiert [26]. Daraus ist zu schlussfolgern, dass die Kältemaschine im Vergleich zur Regenwassernutzungsanlage 38.874 kg Kohlendioxidemissionen jährlich mehr verursacht.

Die Einsparungen des Frischwasserbezugs durch die Kompressionskältemaschine betragen 10.951 m³ jährlich, das entspricht einem Einsparungsgrad von 90 %. Die Regenwassernutzungsanlage spart, basierend aus den Berechnungen der Simulation, knapp 3.000 m³ Frischwasser jährlich ein. Das entspricht einem Einsparungsgrad von ca. 24 %. Der durchschnittliche Trinkwasserverbrauch einer Person in Deutschland beträgt 120 l pro Tag [27]. Die Kompressionskältemaschine spart durch ihren Einsatz somit so viel Frischwasser ein, wie 250 Personen verbrauchen. Die Regenwassernutzungsanlage spart so viel Frischwasser ein, wie 68 Personen verbrauchen.

Die Kompressionskältemaschine verursacht demnach mehr Kohlenstoffdioxidemissionen als die Regenwassernutzungsanlage, spart allerdings mehr Frischwasser ein. Ein weiterer ökologischer Aspekt sei nicht unerwähnt: Das Kältemittel, das verwendet wird, ist in konventionellen

Kälteanlagen ein hochpotentes Treibhausgas. Tetrafluorethan, besser bekannt als R-134a, hat ein Global Warming Potential von 1.300 [28]. Es gibt neuere Kältemaschinen, die mit neueren Kältemitteln oder natürlichen Kältemitteln arbeiten. Diese Kältemittel haben zwar ein geringeres Global Warming Potential, sind teilweise jedoch giftig und/oder brennbar und damit mit einem Nutzungsrisiko verbunden [29] [30]. Eine unbrennbare und ungiftige Alternative zu konventionellen Kältemitteln ist es, Kohlenstoffdioxid als Kältemittel zu verwenden. Die Nutzung von Kohlenstoffdioxid allerdings erfordert spezielle Anlagenkomponenten [31].

Die abzuführende Wärmeenergie, die durch die bereitgestellte Kälteleistung durch den Verflüssiger in die Umwelt gelangt, ist nicht ohne großen vorhergehenden Aufwand nutzbar. Das Verwaltungsgebäude, das einen Wärmebedarf hat, liegt auf der gegenüberliegenden Seite des Objektes. Eine Wärmeleitung vom Verdampfer zum Verwaltungsgebäude würde einen hohen Aufwand bedeuten, der vermutlich unwirtschaftlich wäre. Die Lagerhallen selbst haben keinen Wärmebedarf, sondern sind auf 8°C durch eine separate Kältemaschine temperiert.

Um einen guten Kompromiss zwischen ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten zu realisieren, wird empfohlen, in eine Kältemaschine zu investieren und einen Vollwartungsvertrag der Kältemaschine abzuschließen, um der Bildung von Leckagen, durch die Kältemittel in die Umgebung und Atmosphäre gelangen könnte, durch jährliche Wartung zu begegnen. Durch diese Vorgehensweise wird eine gute Wirtschaftlichkeit durch die Investition genutzt und gleichzeitig möglichst umweltschonend gehandelt. Die Kosten für einen Vollwartungsvertrag wurden geschätzt und bereits in der Kostenaufstellung der Kältemaschine berücksichtigt.

3 Zusammenfassung

Das Ziel dieser Arbeit war es, die Möglichkeiten der Regenwassernutzung und der Kompressionskältetechnik für eine vorhandene Frischwasserkühlung eines Autoklavs zu konzipieren, zu dimensionieren und hinsichtlich ihrer Wirtschaftlichkeit zu untersuchen. Es konnten Konzepte für die Regenwassernutzungsanlage und die Kompressionskältemaschine gefunden und voraussichtliche Kosteneinsparungen durch diese Maßnahmen berechnet werden.

Von August 2016 bis Juli 2017 hat der Autoklav Kosten in Höhe von 107.340,00 €/a verursacht. Die Frischwasserkosten lagen im vergangenen Jahr bei 32.870,00 €. Die Frischwasserkosten machten somit einen Anteil von 30,6 % der Gesamtkosten aus.

Der Autoklav verbraucht 1,5 m³ bis 2,5 m³ Frischwasser pro Stunde und ist voraussichtlich in Zukunft an 117 Stunden pro Woche in Betrieb. Der Frischwasserverbrauch wird sich somit zukünftig auf einen Wert von 9.276 m³ bis 15.460 m³ pro Jahr belaufen. Das entspräche Frischwasserkosten in Höhe von 35.620,00 € bis 59.366,00 € pro Jahr. Es wurde weiterhin untersucht, wie sich die Frischwasserkosten verändern, wenn die Betriebszeit auf 67 Stunden pro Woche fallen würden. In dem Fall würden Frischwasserkosten in Höhe von 21.340,00 € bis 35.405,00 € entstehen. Auch hier ist wieder ein stündlicher Frischwasserverbrauch von 1,5 m³ bis 2,5 m³ angenommen worden.

Eine Regenwassernutzungsanlage mit einem Zisternenvolumen von 50 m³ kann die Gesamtkosten um minimal 3.890,00 €, bei einer Betriebszeit von 67 h/Woche und einem Frischwasserverbrauch von 1,5 m³/h, und maximal um 4.547,00 €, bei einer Betriebszeit von 117 h/Woche und einem Frischwasserverbrauch von 2,5 m³/h, pro Jahr senken. Das Zisternenvolumen wurde durch eine Simulation mit den Stundendaten der Niederschlagshöhen der vergangenen zehn Jahre dimensioniert. Eine Regenwassernutzungsanlage amortisiert sich nach maximal 19,9 Jahren.

Eine Kompressionskältemaschine kann die Frischwasserkosten bei einer Betriebszeit des Autoklavs von 117 h/Woche um minimal 13.438,00 € und maximal 34.810,00 € pro Jahr senken. Bei einer Betriebszeit von 67 h/Woche werden Kosten um minimal 7.601,00 € und um maximal 20.246,00 € pro Jahr senken. Das entspricht Frischwasserkosteneinsparungen von mindestens 35 % und maximal 59 %. Es wurde angenommen, dass durch den Einsatz einer Kompressionskältemaschine 90 % des anfallenden Frischwasserbedarfs eingespart werden kann. Eine Kältemaschine amortisiert sich unter Einhaltung der genannten Betriebsparameter in maximal 6 Jahren.

Auf Grund der ähnlichen Investitionshöhen beider Maßnahmen kann der Einsatz einer Kältemaschine empfohlen werden, um Frischwasserkosten einzusparen und eine vergleichsweise geringere Amortisationszeit zu erreichen. Die Kosteneinsparungen der Kompressionskältemaschine liegen deutlich über denen der Regenwassernutzungsanlage. Ungünstigen Umweltauswirkungen durch die Problematik der Verwendung eines treibhauspotenten Kältemittels ist durch eine möglichst regelmäßige Wartung zu begegnen, indem mögliche Leckagen der Kältemaschine möglichst früh erkannt und verschlossen werden. Eine weitere Nutzung der durch die Kältemaschine anfallenden Abwärme ist auf den ersten Blick nicht wirtschaftlich, da kein Wärmebedarf dieses Temperaturniveaus in unmittelbarer örtlicher Nähe existiert.

V Literaturverzeichnis

- [1] DIN Deutsches Institut für Normung e. V., *DIN 4045 Abwassertechnik - Grundbegriffe*, Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2016.
- [2] BauNetz Media GmbH, „Baunetz Wissen“, BauNetz Media GmbH, [Online]. Available: <https://www.baunetzwissen.de/glossar/b/bemessungsregenspende-2444525>. [Zugriff am 28. 10. 2017].
- [3] BauNetz Media GmbH, „Baunetz Wissen - Abwasserleitungen: Dimensionierung und Nennweiten“, [Online]. Available: <https://www.baunetzwissen.de/gebaeudetechnik/fachwissen/entwaesserung/abwasserleitungen-dimensionierung-und-nennweiten-2495529>. [Zugriff am 04. 12. 2017].
- [4] Deutscher Wetterdienst, „Deutscher Wetterdienst - Wetter und Klima aus einer Hand“, [Online]. Available: https://www.dwd.de/DE/klimaumwelt/cdc/klinfo_systeme/weste/weste_node.html. [Zugriff am 27 11 2017].
- [5] Deutscher Wetterdienst, „Deutscher Wetterdienst - Wetter und Klima aus einer Hand“, [Online]. Available: <https://www.dwd.de/DE/service/lexikon/Functions/glossar.html?lv2=101812&lv3=101904>. [Zugriff am 27. 11. 2017].
- [6] Spektrum der Wissenschaft Verlagsgesellschaft mbH, „Lexikon der Geowissenschaft - Abflußbeiwert“, [Online]. Available: <http://www.spektrum.de/lexikon/geowissenschaften/abflussbeiwert/34>. [Zugriff am 03. 12. 2017].
- [7] W. Skolaut, *Maschinenbau*, S.651, Heidelberg: Springer-Verlag, 2014.
- [8] E.-L. Schmidt, „Kälteerzeugung“, in *Taschenbuch der Kältetechnik*, Berlin, VDE Verlag GmbH, 2013, pp. 139 - 148.
- [9] K. Reisner, „Der Kältekreislauf“, in *Fachwissen Kältetechnik für die industrielle und gewerbliche Praxis*, Heidelberg, C. F. Müller Verlag, Hüthig GmbH & Co. KG, 2002, p. 33.
- [10] G. Cerbe und G. Wilhelms, *Technische Thermodynamik*, S.142, München: Carl Hanser Verlag, 2013.
- [11] S. Schädlich, „Grundlagen“, in *Taschenbuch der Kältetechnik*, Berlin, VDE Verlag GmbH, 2013, p. 27.
- [12] H. D. Baehr und S. Kabelac, „Thermodynamik des Heizens und Kühlens“, in *Thermodynamik*, Heidelberg, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009, pp. 592 - 599.

- [13] G. Cerbe und G. Wilhelms, „Linkslaufende Kreisprozesse mit Dämpfen,“ in *Technische Thermodynamik*, München, Carl Hanser Verlag, 2013, pp. 284 - 290.
- [14] SBZ Monteur, „Erklär mal: t, h Diagramm,“ Alfons W. Gentner Verlag GmbH & Co. KG, [Online]. Available: <https://www.sbz-monteur.de/2011/01/14/erklar-mal-t-h-diagramm/>. [Zugriff am 25. 10. 2017].
- [15] K. Reisner, „Die Überhitzung als Regelsignal,“ in *Fachwissen Kältetechnik für die industrielle und gewerbliche Praxis*, Heidelberg, C. F. Müller Verlag, Hülig GmbH & Co. KG, 2002, pp. 137 - 139.
- [16] L. Papula, „Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler,“ Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag/Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011, p. 422.
- [17] Umweltbundesamt, „Umweltbundesamt - Regenwassernutzung,“ [Online]. Available: <https://www.umweltbundesamt.de/umwelttipps-fuer-den-alltag/garten-freizeit/regenwassernutzung#textpart-1>. [Zugriff am 03. 12. 2017].
- [18] K. König, „IKZ - Fehler vermeiden bei der Regenwasserinstallation,“ [Online]. Available: <https://www.ikz.de/ikz-praxis-archiv/p0108/010806.php>. [Zugriff am 03. 12. 2017].
- [19] Das Umwelthaus Magazin, „Kennzeichnung bei Regenwasser-Bewirtschaftungsanlagen,“ [Online]. Available: <http://www.dasumwelthaus.de/page.cgi?ID=720>. [Zugriff am 03. 12. 2017].
- [20] W. Blanke, „Thermodynamische Eigenschaften von Gasen,“ in *Thermophysikalische Stoffgrößen*, Heidelberg, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1989, p. 95.
- [21] E. Hering, R. Martin und M. Stohrer, „3 Thermodynamik,“ in *Physik für Ingenieure*, Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012, pp. 195 - 196.
- [22] D. Giancoli, „Wärme und der erste Hauptsatz der Thermodynamik,“ in *Physik - Lehr- und Übungsbuch*, Hallbergmoos, Pearson Deutschland GmbH, 2010, p. 659.
- [23] Bauverlag BV GmbH, „KKA - Flüssigkeitsschläge vermeiden,“ [Online]. Available: http://www.kka-online.info/artikel/kka_Fluessigkeitsschlaege_vermeiden_1962230.html. [Zugriff am 05. 12. 2018].
- [24] K. Olfert und T. Hahn, „Finanzbereich,“ in *Einführung in die Betriebswirtschaftslehre*, Ludwigshafen (Rhein), Friedrich Kiehl Verlag GmbH, 2008, p. 304.
- [25] Statista GmbH, „Pro-Kopf-Stromverbrauch in Deutschland in den Jahren 1995 bis 2015 (in Kilowattstunden),“ [Online]. Available: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/240696/umfrage/pro-kopf-stromverbrauch-in-deutschland/>. [Zugriff am 13. 12. 2017].

- [26] Umweltbundesamt, „Strom- und Wärmeversorgung in Zahlen,“ [Online]. Available: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/energieversorgung/strom-waermeversorgung-in-zahlen#textpart-1>. [Zugriff am 13. 12. 2017].
- [27] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, „Trinkwasser,“ [Online]. Available: <http://www.bmub.bund.de/themen/wasser-abfall-boden/binnengewasser/trinkwasser/>. [Zugriff am 12. 12. 2017].
- [28] Bitzer Kühlmaschinen GmbH, „Kältemittelreport - 15. Auflage,“ Sindelfingen, 2015.
- [29] Bauverlag BV GmbH, „Kälte Klima Aktuell - Konsequenzen bei der Einführung von 2L-Kältemitteln,“ [Online]. Available: http://www.kka-online.info/artikel/kka_Konsequenzen_bei_der_Einfuehrung_von_2L-Kaeltemitteln_2669223.html. [Zugriff am 12. 12. 2017].
- [30] Umweltbundesamt, „Neues Kältemittel für Pkw: EU darf Brandgefahr nicht ignorieren,“ [Online]. Available: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/neues-kaeltemittel-fuer-pkw-eu-darf-brandgefahr>. [Zugriff am 13. 12. 2017].
- [31] BINE Informationsdienst, „CO₂ als Kältemittel für Wärmepumpe und Kältemaschine,“ [Online]. Available: <http://www.bine.info/publikationen/publikation/co2-als-kaeltemittel-fuer-waermepumpe-und-kaeltemaschine/>. [Zugriff am 13. 12. 2017].
- [32] G. Cerbe und G. Wilhelms, „Adiabate Drosselung,“ in *Technische Thermodynamik*, München, Carl Hanser Verlag, 2013, pp. 140 - 144.

VI Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit eigenständig und ohne fremde Hilfe angefertigt habe. Textpassagen, die wörtlich oder dem Sinn nach auf Publikationen oder Vorträgen anderer Autoren beruhen, sind als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit wurde bisher keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch noch nicht veröffentlicht.

Hamburg, 18. Januar 2017

Kevin Markus Semmelhaak